



Universidad
Carlos III de Madrid

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

PROYECTO FIN DE CARRERA

Ingeniería Industrial Superior Especialidad Tecnologías Energéticas

**ESTUDIO DE HIBRIDACIÓN DE UN CICLO
COMBINADO CON TECNOLOGÍA SOLAR DE
TORRE CENTRAL**

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Carlos Herreruela Fernández

Tutor: Javier Villa Briongos

Leganés, Octubre de 2015

PROYECTO FIN DE CARRERA

ESTUDIO DE HIBRIDACIÓN DE UN CICLO COMBINADO CON TECNOLOGÍA SOLAR DE TORRE CENTRAL

Autor: Carlos Herreruela Fernández

Tutor: Javier Villa Briongos

EL TRIBUNAL

Presidente: María Reyes Rodríguez Sánchez

Secretario: José Luis Pinela Ocaña

Vocal: José Ramón Martín Solís

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 29 de Octubre de 2015 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, a mis padres, Carlos y Pilar, y a mi hermana María, que con sus consejos y su apoyo me han ayudado a lo largo de todos estos años a superar las dificultades con las que me he ido encontrando durante mi vida en general y, particularmente, en la realización de este Proyecto.

En segundo lugar, quiero agradecer especialmente a mi tutor, Javier Villa Briongos, el tiempo que ha dedicado en aconsejarme y guiarme a lo largo de estos meses de trabajo, ya que sin su ayuda no habría podido llegar hasta aquí. Además, agradezco a la Universidad Carlos III de Madrid y a todos los profesores que han pasado por mi vida la formación recibida, pues gracias a ellos tengo una educación y unos valores sin los cuales no sería quien soy.

En tercer lugar, quiero agradecer a mis compañeros de la facultad los buenos ratos compartidos y también recordar los malos momentos vividos juntos, que ayudaron a forjar nuestra amistad y a que saliéramos adelante durante estos años de universidad. También quiero agradecer a mis amigos de toda la vida que hayan estado siempre ahí para tomar una cerveza cuando más lo necesitaba.

Por último, y no menos importante, te agradezco a ti, Alexa, que formes parte de mi vida, que me ayudes como nadie a pesar de la distancia que muchas veces nos separa, y que me hayas enseñado sin pretenderlo tantas cosas que no habría podido aprender de no haberte conocido. Te quiero.

Muchas gracias a todos.

RESUMEN

En las próximas décadas el sector energético deberá afrontar una serie de retos, entre los cuales cabe destacar, por un lado, satisfacer la creciente demanda de electricidad frente al agotamiento de los combustibles fósiles tradicionales y, por otro lado, minimizar el impacto sobre el medioambiente a través de la reducción de emisiones contaminantes. Ante tales desafíos, es imperativo el desarrollo de las energías renovables para garantizar un futuro energético seguro y sostenible.

Sin embargo, la presencia de las centrales térmicas sigue siendo una realidad. De entre todas ellas, las centrales de Ciclo Combinado representan la alternativa más eficiente y respetuosa con el medioambiente. En España, este tipo de centrales ha experimentado un gran crecimiento en los primeros años del presente siglo, el cual se ha visto frenado debido a la crisis económica, el descenso de la demanda y el crecimiento de las energías renovables.

Por todo ello, el presente proyecto persigue la combinación de un Ciclo Combinado, concretamente el Ciclo Combinado de Arcos de la Frontera, en Cádiz, con una de las tecnologías de concentración solar más prometedoras: la tecnología solar de Receptor Central. En este sentido, tal combinación permitiría una solución a la situación actual de los Ciclo Combinados a la vez que se alivia la naturaleza intermitente de la energía solar.

De esta manera, tras analizar por separado las principales tecnologías involucradas, se realizará la simulación de la hibridación y el dimensionamiento del campo solar, y se llevará a cabo un estudio de viabilidad económica del proyecto, así como el cálculo del ahorro de emisiones con respecto al Ciclo Combinado sin hibridar.

Palabras clave: Ciclo Combinado, Receptor Central, Energía solar de concentración, Integración solar en Ciclo Combinado

ABSTRACT

In the coming decades the energy sector must deal with a set of challenges, of which the following are noteworthy: on the one hand, meeting the increasing worldwide demand given the depletion of the conventional fossil fuels and, on the other hand, minimizing the environmental impact through the reduction of pollutant emissions. In order to address those challenges, it is extremely important the development of renewable energies to ensure a secured and sustainable energetic future.

However, the presence of thermal power stations is still a reality. Among them, Combined-Cycle power facilities are the most efficient and environment-friendly option. In Spain, this kind of power plants has experienced a high growth in the early years of the current century, but this growth has slowed down due to the recession, the drop in demand and the expansion of the renewable sources.

Therefore, this project pursues the combination of a Combined-Cycle, specifically the Combined-Cycle Power Station in Arcos de la Frontera, Cadiz, with one of the most promising concentrating solar power technologies: the Central Receiver technology. In this regard, such combination would allow a solution to the current state of Combined-Cycles and, at the same time, it would alleviate the intermittent nature of solar power.

In this way, after analyzing separately the main involved technologies, a simulation of the hybridization and the sizing of the solar field will be conducted and, finally, a feasibility study of the project will be carried out, as well as the estimation of saving in emissions in comparison with the non-hybridized Combined-Cycle.

Keywords: Combined-Cycle, Central Receiver, CSP (Concentrating solar power), ISCC (Integrated Solar Combined-Cycle)

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Panorama energético actual.....	1
1.2 Políticas energéticas	2
1.2.1 En Europa.....	2
1.3 Evolución del sector energético en España.....	4
1.4 Motivación del proyecto	8
CAPÍTULO 2. EL CICLO COMBINADO	9
2.1 Estado del arte de los Ciclos Combinados en España.....	9
2.2 Fundamentos termodinámicos de los Ciclos Combinados gas-vapor.....	12
2.5 Tendencias futuras en el desarrollo de los Ciclos Combinados	19
CAPÍTULO 3. ENERGÍA SOLAR DE CONCENTRACIÓN (CSP).....	22
3.1 Estado del arte de la tecnología de receptor central	24
3.6.1 Primeros pasos de la tecnología	24
3.6.2 Estado del arte en España.....	24
3.2 Tecnología de torre o de receptor central con campo de heliostatos.....	27
3.2.1 Introducción y descripción de la tecnología	27
3.2.2 Elementos del sistema.....	29
3.2.2.1 Campo de heliostatos	29
3.2.2.2 Torre y receptor solar	32
a) Receptores de cavidad.....	32
b) Receptores externos	33
c) Receptores volumétricos	34
3.2.2.3 Fluido caloportador	34
a) Agua-vapor.....	34
b) Aire.....	35
c) Sales fundidas	35
d) Sistema de sodio líquido	36
3.2.2.4 Sistema de almacenamiento	36
3.2.2.5 Bloque de potencia y de conversión a la red.....	38
3.2.2.6 Resumen de la tecnología	39
CAPÍTULO 4. HIBRIDACIÓN DEL CICLO COMBINADO	40
4.1 Concepto de una central ISCC (<i>Integrated Solar Combined Cycle</i>)	40
4.2 Caso de estudio	43
4.2.1 Localización de la Central de Ciclo Combinado y situación actual	43
4.2.2 Disposición y funcionamiento de los componentes	44

4.2.3	Simulación de la Central de Ciclo Combinado en CyclePad.....	49
4.2.4	Descripción de la hibridación	53
4.2.5	Simulación de la central hibridada en CyclePad.....	56
4.2.6	Comparación de resultados	58
4.3	Dimensionamiento del campo solar.....	58
4.3.1	Emplazamiento y valores de radiación. Punto de diseño.....	58
4.3.2	Helioestatos y receptor.....	60
4.3.2.1	Pérdidas en el campo solar. Rendimiento óptico	61
4.3.2.2	Pérdidas en el receptor	62
4.3.2.3	Balance energético	63
4.3.3	Resultados	64
4.3.3.1	Potencia en el campo solar.....	64
4.3.3.2	Cálculo del área del campo solar y del número de helioestatos	65
CAPÍTULO 5	. ANÁLISIS ECONÓMICO	67
5.1	Costes de inversión	67
5.1.1	Coste del helioestato	67
5.1.2	Coste del receptor y la torre	68
5.1.3	Coste del sistema de almacenamiento.....	70
5.1.4	Coste total de la inversión.....	71
5.2	Precio de la electricidad generada.....	72
5.3	Análisis de viabilidad.....	75
5.3.1	Flujos de Caja (Cash Flows).....	75
5.3.2	VAN (Valor Actual Neto).....	76
5.3.3	TIR (Tasa Interna de Retorno o de Rentabilidad)	77
5.3.4	Periodo o plazo de recuperación (Payback).....	77
5.3.5	Resumen de resultados y conclusiones	77
CAPÍTULO 6.	AHORRO DE EMISIONES	78
6.1	Composición del Gas Natural y emisiones atmosféricas teóricas.....	78
6.2	Ahorro de combustible.....	78
6.3	Ahorro de CO ₂	79
CAPÍTULO 7.	CONCLUSIONES	83
CAPÍTULO 8.	BIBLIOGRAFÍA	84
CAPÍTULO 9.	ANEXOS	90
ANEXO 9.1	Principales fuentes de energía.....	90
9.1.1	Energías no renovables	90
9.1.1.1	Carbón.....	90
9.1.1.2	Petróleo	91

9.1.1.3	Gas Natural	92
9.1.1.4	Energía Nuclear.....	93
9.1.2	Energías renovables	93
9.1.2.1	Energía solar	94
9.1.2.2	Energía eólica.....	95
9.1.2.3	Biomasa.....	96
9.1.2.4	Energía hidráulica	96
9.1.2.5	Energía geotérmica.....	96
9.1.2.6	Energía del mar	97
9.1.2.7	Sistemas cogenerativos	97
9.1.2.8	Ventajas e inconvenientes de las energías renovables.....	98
ANEXO 9.2	Acuerdos internacionales para el desarrollo sostenible	99
9.2.1	Protocolo de Kioto	99
9.2.2	Protocolo de Montreal.....	100
9.2.3	Cumbre de París de 2015: “Paris Climat 2015”.....	100
ANEXO 9.3	Conceptos termodinámicos y tecnológicos de los ciclos combinados.....	100
9.3.1	Turbina de gas. El Ciclo Brayton	100
9.3.1.1	Ciclo Brayton ideal	103
9.3.1.2	Ciclo Brayton real	105
9.3.1.3	Mejoras del ciclo Brayton	106
a)	Turbina de gas regenerativa	107
b)	Turbina de gas con recalentamiento.....	108
c)	Turbina de gas con refrigeración intermedia del aire.....	109
9.3.2	Turbina de vapor. El Ciclo Rankine	110
9.3.2.1	Ciclo Rankine ideal.....	112
9.3.2.2	Ciclo Rankine real.....	113
9.3.2.3	Mejoras del ciclo	115
a)	Recalentamientos intermedios.....	115
b)	Regeneración.....	116
c)	Empleo de presiones de trabajo supercríticas	117
9.3.3	Elementos constitutivos de los ciclos combinados	117
9.3.3.1	Turbina de gas	117
9.3.3.2	Turbina de vapor	121
9.3.3.3	HRSG o Caldera de recuperación	124
9.3.4	Ciclo Combinado según el número de niveles de presión	126
9.3.4.1	Un nivel de presión	126
9.3.4.2	Dos niveles de presión	128

9.3.4.3	Tres niveles de presión.....	131
9.3.5	Configuraciones típicas empleadas en los Ciclos Combinados.....	132
ANEXO 9.4	Tecnologías alternativas de concentración solar.....	136
9.4.1	Concentradores cilindro-parabólicos (CCP).....	136
9.4.2	Sistemas Disco-Stirling.....	139
9.4.3	Plantas termosolares Fresnel.....	141
9.4.4	Horno solar.....	142

NOMENCLATURA

\dot{m}_{comb}	Gasto másico de combustible
$\dot{m}_{\text{especie química}}$	Gasto másico de una determinada especie química
$\dot{Q}_{\text{almacenam}}$	Potencia necesaria en el almacenamiento
$\dot{Q}_{\text{campo solar}}$	Potencia que incide sobre el campo solar (potencia de diseño)
\dot{Q}_{ciclo}	Potencia del campo solar que llega al ciclo
\dot{Q}_{comb}	Potencia en la cámara de combustión
\dot{Q}_{int}	Potencia que llega al intercambiador
$\dot{Q}_{\text{receptor}}$	Potencia que incide sobre el receptor
$t_{\text{almacenam}}$	Tiempo de almacenamiento
AGR	Advanced Gas-cooled Reactor (Reactor de gas avanzado enfriado)
BWR	Boiling Water Reactor (Reactor de agua en ebullición)
CANDU	Canadian-Deuterium-Uranium
CC	Ciclo Combinado
C_{comb}	Coste del combustible
CCP	Concentrador Cilindro-parabólico
CFC	Clorofluorocarbonos
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas
$C_{\text{O\&M}}$	Coste de operación y mantenimiento
C_p	Calor específico a presión constante
CSP	Concentrating solar power (Concentración de energía solar)
DNI	Direct Normal Irradiance (Radiación solar directa)
E_{generada}	Electricidad generada por la instalación
FBR	Fast Breeder Reactor (Reactor rápido)
GE	General Electric
GMI	Global Market Insite (Iniciativa de Mercado Global)
GNC	Gas Natural Comprimido
GNL	Gas Natural Licuado
HRSG	Heat Recovery Steam Generator (Caldera de recuperación de calor)
HTF	Heat Transfer Fluid (Fluido caloportador)
IPC	Índice de Precios al Consumo
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle (Ciclo Combinado con integración solar)
I_t	Inversión total realizada
JRC	Joint Research Centre (Centro Común de Investigación)

LCOE	Levelized Cost Of Energy
LEC	Levelized Energy Cost
MS	Múltiplo Solar
NO _x	Óxidos de nitrógeno
PCI	Poder Calorífico Inferior
PS10	Plataforma Solar 10
PS20	Plataforma Solar 20
PSA	Plataforma Solar de Almería
PWR	Pressure Water Reactor (Reactor de agua a presión)
Q _{CH}	Calor perdido en el acoplamiento de los dos ciclos en el HRSG
Q _{RTG}	Calor residual de los gases de escape de la turbina de gas
Q _{TG}	Calor aportado a la turbina de gas por la cámara de combustión
Q _{TV}	Calor aportado a la turbina de vapor por el HRSG
r	Tasa de descuento
REE	Red Eléctrica Española
SO _x	Óxidos de azufre
STAG	Steam and Gas
t	vida útil de la instalación
TIR	Tasa Interna de Retorno
TSO	Transmission System Operator (Gestor de Red de Transporte)
VAN	Valor Actual Neto
W _{TG}	Trabajo neto del ciclo de turbina de gas
W _{TV}	Trabajo neto del ciclo de turbina de vapor
γ	Cociente de calores específicos
Δh	Diferencia de entalpía
ΔT	Diferencia de temperaturas
$\eta_{\text{almacenam}}$	Rendimiento del almacenamiento
η_{ate}	Factor de atenuación atmosférica
$\eta_{\text{campo solar}}$	Rendimiento del campo solar
η_{CC}	Rendimiento del ciclo combinado
η_{cos}	Factor coseno
η_{HRSG}	Rendimiento de la caldera de recuperación de calor
η_{int}	Rendimiento del intercambiador
η_{receptor}	Rendimiento del receptor solar
η_{ref}	Factor de reflectividad
η_{sb}	Factor de sombras y bloqueos

η_{sp}	Factor de spillage o desbordamiento
η_{TG}	Rendimiento de la turbina de gas
η_{TV}	Rendimiento de la turbina de vapor
π	Relación de presiones
ϕ_p	Factor de potencia

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Evolución de la demanda eléctrica en España en el periodo 1987-2013 [elaborada a partir de los datos de [22]]	5
Figura 1.2: Evolución del mix energético en España en el periodo 1987-2013 [elaborada a partir de los datos de [22]]	6
Figura 1.3: Evolución de la cobertura de la demanda eléctrica en España por parte de las diferentes fuentes de energía en el periodo 1987-2013 [elaborada a partir de los datos de [22]]	8
Figura 2.1: Mapa de los Ciclos Combinados en España [22]	9
Figura 2.2: Evolución producción Ciclo Combinado frente a otras fuentes de energía y consumo de electricidad [22]	10
Figura 2.3: Evolución del factor de utilización de las centrales de ciclo combinado en los últimos años [elaborada a partir de los datos de Red Eléctrica Española (REE) [22]]	11
Figura 2.4: Esquema básico de un Ciclo Combinado [elaborada a partir de [27]]	13
Figura 2.5: Flujos de energía en un Ciclo Combinado [elaborado a partir de [20]]	14
Figura 2.6: Esquema ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento. Potencia bruta 414,8 MW. Rendimiento bruto 59,4 % [20]	17
Figura 2.7: Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en el HRSG de un ciclo combinado de 1 nivel de presión [20]	18
Figura 2.8: Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en el HRSG de un ciclo combinado de 3 niveles de presión y recalentamiento [20]	19
Figura 3.1: Esquema conceptual de una central CSP [elaborada a partir de [30]]	23
Figura 3.2: Centrales de receptor central PS10 y PS20 [32]	25
Figura 3.3: Central de receptor central Gemasolar [33]	26
Figura 3.4: Esquema de un Sistema de Torre Central [35]	27
Figura 3.5: Sistema de torre o receptor central con campo de heliostatos [32]	28
Figura 3.6: Heliostato ASUP 140 [32]	29
Figura 3.7: Distribución heliostatos en campo norte. Coordenadas en metros [40]	31
Figura 3.8: Distribución heliostatos en campo circular. Coordenadas en metros [40]	31
Figura 3.9: Receptor de cavidad [42]	33
Figura 3.10: Receptor externo [42]	33
Figura 3.11: Estructura porosa de alúmina recubierta de SiC [43]	34
Figura 3.12: Esquema de Planta de Receptor Central con almacenamiento de sales fundidas [46] ..	37
Figura 3.13: Múltiplo Solar vs Factor de utilización [elaborada a partir de [40]]	38
Figura 4.1: Central ISCC con receptor central de tipo volumétrico [49]	40
Figura 4.2: Esquema de la propuesta de hibridación con tecnología de receptor central [elaborado a partir de [50]]	42
Figura 4.3: Vista panorámica de la central de Ciclo Combinado de Arcos de la Frontera [52]	43
Figura 4.4: Evolución de la producción de potencia de la Central de CC de Arcos de la Frontera [adaptado de [51]]	44

Figura 4.5: Esquema conceptual del Ciclo Combinado facilitado por Iberdrola [51]	45
Figura 4.6: Esquema Ciclo Combinado realizado con Microsoft Visio.....	48
Figura 4.7: Ciclo Combinado modelado en CyclePad.....	49
Figura 4.8: Resultados de la simulación del ciclo Brayton.....	51
Figura 4.9: Resultados del ciclo Rankine en la simulación del Ciclo Combinado	52
Figura 4.10: Resultados de la simulación del Ciclo Combinado	53
Figura 4.11: Esquema Ciclo Combinado Hibridado realizado con Microsoft Visio	55
Figura 4.12: Ciclo hibridado modelado en CyclePad	56
Figura 4.13: Resultados de la simulación del ciclo hibridado	57
Figura 4.14: Resultados de la simulación del aporte solar.....	57
Figura 4.15: Emplazamiento de la central y área disponible para la instalación del campo solar [53]	59
Figura 4.16: Mapa de la radiación normal directa media diaria [58].....	59
Figura 4.17: Balance energético de una planta de receptor central [elaborado a partir de[63]]	63
Figura 5.1: Previsión de la reducción de los costes del sistema de conversión de energía solar en térmica [30].....	70
Figura 5.2: Previsión de la reducción de los costes del sistema de almacenamiento [30].....	71
Figura 5.3: Porcentaje de cada parte en el coste total	72
Figura 5.4: Precios medios mensuales de la electricidad [70]	75
Figura 9.1: Esquema Ciclo Brayton abierto [elaborado a partir de [20]]	101
Figura 9.2: Ciclo Brayton ideal. Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]	103
Figura 9.3: Rendimiento térmico vs relación de presiones [elaborado a partir de [73]].....	104
Figura 9.4: Ciclo Brayton real. Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]].....	105
Figura 9.5: Comparativa Diagrama T-S con diferentes presiones [elaborado a partir de [73]]	106
Figura 9.6: Turbina de gas regenerativa. Esquema del ciclo y Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]].....	107
Figura 9.7: Turbina de gas con recalentamiento. Esquema del ciclo y Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]	109
Figura 9.8: Turbina de gas con refrigeración intermedia. Esquema del ciclo y Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]	109
Figura 9.9: Ciclo Rankine. Diagrama T-S y Esquema de los dispositivos del ciclo [elaborado a partir de [73]].....	111
Figura 9.10: Diagrama T-S Ciclo Rankine ideal [20]	113
Figura 9.11: Diagrama T-S Ciclo Rankine real [73]	114
Figura 9.12: Ciclo Rankine con recalentamiento [20]	115
Figura 9.13: Ciclo Rankine con regeneración [20]	116
Figura 9.14: Diagrama T-S Ciclo Rankine supercrítico [20]	117
Figura 9.16: Turbina de gas de doble eje [50].....	119
Figura 9.17: Turbina de gas de triple eje [50]	120

Figura 9.18: Turbina de gas aeroderivada modelo LM6000-PG fabricada por General Electric [56]	120
Figura 9.19: Rotor de una turbina de gas industrial modelo 9H fabricada por General Electric [56]	121
Figura 9.20: Esquema de HRSG horizontal (izquierda) y vertical (derecha) [50]	126
Figura 9.21: Esquema de un Ciclo Combinado con 1 nivel de presión. Potencia bruta 404,5 MW. Rendimiento bruto 58,1 % [20]	127
Figura 9.22: Esquema de un Ciclo Combinado con 2 niveles de presión. Potencia bruta 408,8 MW. Rendimiento bruto 58,7 % [20]	129
Figura 9.23: Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en el HRSG de un Ciclo Combinado de 2 niveles de presión. [20]	130
Figura 9.24: Esquema de un ciclo combinado con 3 niveles de presión. Potencia bruta 410,8 MW. Rendimiento bruto 59,0 %. [20]	131
Figura 9.25: Esquema Ciclo Combinado en configuración 2 x 1 [20]	133
Figura 9.26: Esquema Ciclo Combinado monoeje 1x1 con generador entre la turbina de gas y de vapor (con embrague) [20]	134
Figura 9.27: Esquema Ciclo Combinado monoeje 1x1 con generador en el extremo del eje (sin embrague) [20]	135
Figura 9.28: Esquema ciclo combinado multieje 1x1 [20]	136
Figura 9.29: Hileras de concentradores cilindro parabólicos de una central termosolar [76]	137
Figura 9.30: Concentrador cilindro-parabólico (CCP) [1]	137
Figura 9.31: Sistema Disco-Stirling [77]	140
Figura 9.32: Concentrador lineal Fresnel [78]	141
Figura 9.33: Horno solar en Odeillo, Francia [79]	142

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Comparación valores obtenidos para diferentes variantes de ciclo combinado [elaborada a partir de [20]]	16
Tabla 3.1: Estado del arte de las centrales de receptor central en España [34]	26
Tabla 3.2: Resumen de la tecnología de receptor central	39
Tabla 4.1: Rango de temperaturas de las principales tecnologías solares [elaborada a partir de [50]]	41
Tabla 4.2: Parámetros de operación de la turbina de gas [56]	46
Tabla 4.3: Parámetros de operación de la turbina de vapor [56]	47
Tabla 4.4: Parámetros de operación del HRSG [57]	47
Tabla 4.5: Temperaturas características de los ciclos sin hibridar e hibridado	54
Tabla 4.6: Resultados de los Ciclos Combinados sin hibridar e hibridado	58
Tabla 4.7: Radiación directa normal media diaria según diversas fuentes [59],[60],[61]	60
Tabla 4.8: Resumen de resultados del dimensionamiento	66
Tabla 5.1: Desglose de los costes del heliostato [30]	68
Tabla 5.2: Propiedades Solar Salt [44]	68
Tabla 5.3: Desglose de los costes del receptor y la torre [30]	69
Tabla 5.4: Desglose de los costes del sistema de almacenamiento [30]	70
Tabla 5.5: Resumen de los costes y coste total de la inversión	72
Tabla 5.6: Coste de operación y mantenimiento	73
Tabla 5.7: Coste del combustible	74
Tabla 5.8: LCOE para el ciclo hibridado y sin hibridar	74
Tabla 5.9: Flujos de caja para los ciclos sin hibridar e hibridado	76
Tabla 5.10: Resumen indicadores de viabilidad	77
Tabla 6.1: Composición química del Gas Natural [12]	78
Tabla 6.2: Gastos máxicos de combustible para el ciclo combinado sin hibridar e hibridado	79
Tabla 6.3: Gastos máxicos de cada especie química para cada ciclo	79
Tabla 6.4: Emisiones de CO ₂	82
Tabla 9.1: Centrales térmicas solares con sistema CCP (SEGS) [1]	139

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se persigue dar una visión general de las circunstancias y los retos a los que se enfrentan el sector energético a nivel mundial, europeo y, sobre todo, español, y la evolución que éste último ha experimentado en los últimos 25 años. Apoyado en una serie de anexos que describen con mayor detalle algunas políticas energéticas que se han desarrollado en las últimas décadas, que han contribuido a la concienciación de la necesidad de un desarrollo sostenible, y las principales fuentes de energía que configuran el escenario de posibilidades de producción de electricidad, al final del capítulo y a lo largo del presente proyecto se justificará el interés que puede llegar a suponer el desarrollo de centrales híbridas de ciclo combinado y tecnología solar, en concreto de receptor central, para que sirvan de alternativa a las opciones que se han venido utilizando tradicionalmente.

1.1 Panorama energético actual

La disponibilidad de energía en el mundo se ha convertido en un problema crucial, dado que la gran mayoría de los países se ven afectados por las crecientes demandas requeridas para satisfacer sus metas económicas y sociales [1].

La energía sostenible, competitiva y segura es uno de los pilares básicos de nuestra vida cotidiana. Sin embargo, la conjunción de precios al alza de los hidrocarburos y el deterioro de la situación geopolítica internacional, especialmente en regiones y países importantes en el mercado del gas y del petróleo, ha generado cierta sensación de urgencia en los gobiernos de los países consumidores para afrontar los retos relacionados con la seguridad energética, concepto clave que se puede definir como la seguridad de abastecimiento de un país o región con una oferta adecuada de energía a precios asequibles, que además tenga en cuenta la propia seguridad de las instalaciones ante ataques o accidentes, así como los aspectos medioambientales [21].

El centro de gravedad de la demanda de energía está trasladándose hacia las economías emergentes, particularmente China, India y Oriente Medio, que suponen un aumento de un tercio de la utilización mundial de energía [2]. Para el año 2050 la demanda de energía podría duplicarse o, incluso, triplicarse a medida que la población aumente y los países en desarrollo expandan sus economías y superen la situación de pobreza [3].

Por otro lado, el sector de la energía es fuente de dos terceras partes de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero, por lo que serán determinantes las nuevas políticas que se tomen al respecto. Sin embargo, a pesar de las medidas para limitar el uso de carbón, el apoyo a las energías renovables, la reducción de las subvenciones a los combustibles fósiles y el establecimiento de un precio para las emisiones de CO₂, se prevé que las emisiones de este contaminante se incrementen un 20 % hasta 2035, con una subida de la temperatura media de 3,6 ° C [4].

Por ello, tanto por razones económicas (próxima escasez de hidrocarburos y garantía de la seguridad energética) como ecológicas, es imperativo el desarrollo de nuevas alternativas energéticas, las cuales den paso a un desarrollo sostenible. Si bien en la pasada década las decisiones e inversiones realizadas pusieron de especial relieve la importancia del gas natural y de las energías renovables para el futuro, el sector tiene que solventar algunos desequilibrios, tanto económicos como de oferta y demanda. Además, es recomendable cambiar los hábitos de consumo y promover el ahorro de energía, así como construir edificios y viviendas que estén bien aislados y, por tanto, favorecer la eficiencia energética en todos los ámbitos.

En las últimas décadas las diferentes crisis de energía y los problemas de contaminación ambiental han provocado el crecimiento de toma de conciencia entre los ciudadanos del mundo, que tratan de evitar el consumo de energías tradicionales procedentes de combustibles fósiles en favor de energías procedentes de fuentes renovables alternativas. Por ello, se ha reconocido como inevitable la transición que debe realizarse desde las fuentes de energía no renovables tradicionales hacia el aprovechamiento de la gran variedad de fuentes de energía renovables de las que se dispone [1].

1.2 Políticas energéticas

En este apartado se van a describir los principales objetivos y desafíos que debe afrontar la Unión Europea para mejorar su competitividad energética de manera sostenible, y las políticas que se han llevado a cabo para su consecución. De esta manera, podemos establecer un contexto sociopolítico en el que situarnos, justificando cómo el desarrollo de nuevas tecnologías y formas de generación de electricidad como la que se plantea en el presente proyecto puede ayudar al alcance de tales objetivos y a la superación de los retos energéticos que existen hoy en día.

1.2.1 En Europa

De media, en 2011 el total de las necesidades energéticas de la Unión Europea en términos de consumo interior bruto se vieron cubiertas por las siguientes fuentes: 35 % de petróleo, 24 % de gas, 17 % de combustibles sólidos (como el carbón), 14 % de energía nuclear y 10 % de energías renovables (tales como la energía solar, eólica o hidráulica), si bien esta combinación media varía mucho entre los diferentes países, dependiendo de la disponibilidad y acceso a los recursos naturales o las decisiones que se toman a nivel nacional en materia energética [5]. Para conocer en mayor detalle las principales fuentes de energía, tanto renovables como no renovables, que participan en la producción eléctrica, se ha incluido en el presente proyecto el Anexo 9.1, en el que se comentan todas ellas y se describen las ventajas e inconvenientes que presentan.

En cualquier caso, los Estados comparten una serie de objetivos similares, como pueden ser la reducción de la factura energética que pagan hogares y empresas, la seguridad del abastecimiento en todo momento y la limitación del impacto ambiental que supone la producción, transporte y utilización de la energía, es decir, la sostenibilidad. Estos objetivos son más fácilmente alcanzables a través de un marco común a nivel europeo.

El denominado “20-20-20” se propuso la consecución de estos objetivos para el año 2020, reduciendo en un 20 % las emisiones de CO₂ con respecto a los niveles de 1990, aumentando un 20 % la cuota de las fuentes de energía renovables en la combinación energética de la Unión Europea e incrementando asimismo en un 20 % la eficiencia energética. Estos objetivos constituyen también el núcleo de la Estrategia Europea 2020 para un crecimiento inteligente, sostenible e integrador.

Existen una serie de desafíos energéticos clave a los que Europa tiene que hacer frente:

- Europa depende cada vez más de la importación de energía procedente de otros países y se encuentra muy lejos de producir la energía necesaria para satisfacer su propia demanda. Se prevé que para el año 2035, la dependencia europea de las importaciones aumente en más de un 80 % en el caso del petróleo y del gas. Algunos Estados miembros dependen de un único proveedor (concretamente Rusia) lo cual les expone a un mercado cuyos precios no siempre estarían regidos por una lógica de mercado.

- El aumento de la demanda en otras partes del mundo podría asimismo tener consecuencias directas sobre Europa.
- Mientras que la dependencia de Europa en relación a la importación de combustibles fósiles es cada vez mayor, Estados Unidos está dejando de ser un importador de gas para convertirse en exportador, además de haber recuperado la producción autóctona de petróleo. Esto está dando lugar a una brecha cada vez mayor entre los precios de la energía para la industria de la Unión Europea y de Estados Unidos, lo cual daña la competitividad de las empresas europeas.
- Las facturas de la energía para los consumidores están aumentando y ello se debe en gran medida a las decisiones que cada Estado miembro adopta sobre tarifas, tasas (incluidos gravámenes derivados del régimen de ayuda) e impuestos.
- Las inversiones en el sector de la energía se encuentran en niveles históricamente bajos. La transición a una energía con bajas emisiones de carbono y competitiva exige grandes inversiones constantes en equipos de transmisión de energía, redes, tecnologías de transporte, infraestructuras y edificios eficientes. Algunos Estados miembros son aún hoy día una “isla energética” como consecuencia de las insuficientes conexiones de infraestructuras con el resto de la Unión Europea, como es el caso de los estados del norte y del este de Europa donde prevalece la dependencia de importaciones de gas como única fuente. Por otro lado, en algunas regiones europeas, cantidades cada vez mayores de energía renovable no pueden ser transportadas a los consumidores debido a la insuficiencia de infraestructuras. Para superar estas ineficiencias es necesaria una nueva inversión.
- De aquí a 2020 debe reducirse casi una quinta parte de la capacidad total de producción de carbón de la Unión Europea.

Pese a la existencia de políticas adecuadas, su aplicación es demasiado lenta, lo cual implica que a corto y medio plazo Europa no pueda competir con Estados Unidos. La estrategia europea al respecto debe basarse en la eficiencia energética, la creación de mercados competitivos basados en infraestructuras inteligentes, la diversificación de los combustibles y de las rutas de abastecimiento, la explotación de fuentes de energía no convencionales y la innovación.

Cumplir el objetivo del 20 % de eficiencia energética significa ahorrar el equivalente a 1000 centrales eléctricas de carbón, reduce la demanda energética, las importaciones de energía y la contaminación, ofreciendo una solución a largo plazo al desafío de la escasez de combustible y a los elevados precios de la energía.

Los regímenes de ayuda nacionales han desempeñado un papel decisivo en el fomento de un crecimiento importante de las energías renovables, si bien este crecimiento se basa aún en gran parte en las subvenciones y algunos regímenes de ayuda demasiado rígidos no han tenido en cuenta el significativo descenso de los precios debido a la consolidación de estas tecnologías, dando lugar a una compensación excesiva en un momento de graves dificultades económicas. Al mismo tiempo, los cambios bruscos en dichos regímenes han contribuido a crear incertidumbre entre los inversores.

Asimismo, un alto porcentaje de energías renovables en la combinación energética plantea la cuestión de la adecuación de la capacidad de generación y las redes. Esto pasa a ser un aspecto importante cuando la generación de energía renovable intermitente procedente del viento y del Sol debe ser respaldada por otras fuentes.

El cambio tecnológico necesario para alcanzar los objetivos solo será posible con una considerable modernización de las infraestructuras ya existentes y el desarrollo de tecnologías energéticas más baratas, eficaces y fiables. [5]

Es en este sentido donde la hibridación de centrales térmicas con energías alternativas cobra especial interés. Por un lado, su desarrollo permitirá un crecimiento sostenible respetuoso con el medio ambiente y, por otro, permitirá disminuir la dependencia con respecto a los combustibles fósiles y los países que los exportan, incrementando la eficiencia de las instalaciones y abaratando el precio de la energía a medida que los costes derivados de estas tecnologías decrezcan gracias a su desarrollo y a las economías de escala que se produzcan debido a la expansión de tales instalaciones y a su construcción a gran escala.

En el Anexo 9.2 se describen algunos tratados, protocolos y cumbres, tales como el Protocolo de Kioto, el Protocolo de Montreal o la Cumbre de París que tendrá lugar este año. Todos ellos sirven de ejemplo como iniciativas que han tenido o van a tener lugar en el contexto del desarrollo sostenible.

1.3 Evolución del sector energético en España

En España, al igual que ha sucedido en el ámbito europeo, la política y el sistema energéticos se han visto sometidos a cambios importantes en los últimos 25 años, los cuales han influido en gran medida en las actividades de las empresas e instituciones [17].

El objetivo de este apartado es explicar dichos cambios, los motivos por los cuales se han producido y la situación actual del sector eléctrico. Posteriormente, en el capítulo 2, se analizará a raíz de este apartado la situación particular actual de los ciclos combinados y el motivo por el cual se han elegido para realizar este estudio de hibridación, dado que se ha pasado de una construcción desmesurada de este tipo de tecnología cuando la demanda de energía crecía continuamente, en los primeros años del presente siglo, a tener una sobrecapacidad instalada que ha reducido drásticamente el factor de utilización de este tipo de centrales hasta tener incluso que cerrar algunas de ellas.

Desde el año 1987 el sector eléctrico ha cambiado profundamente tanto cualitativa como cuantitativamente. De esta manera, algunos factores como la demanda eléctrica, la generación instalada y la diversificación de las tecnologías de generación han evolucionado notablemente. Asimismo, la seguridad y calidad del suministro eléctrico se han visto reforzadas gracias al incremento del mallado de la red de transporte nacional e internacional, con países como Portugal y Marruecos.

Por un lado, mientras que en el año 1987 la demanda se situaba en torno a los 118 TWh, en 2013 se alcanzaron los 246 TWh, lo cual supone aproximadamente el doble de la demanda, y ello a pesar de estar inmersos en una profunda crisis económica que ha hecho descender esta cifra en los últimos años. En la Figura 1.1 pueden observarse la evolución de la demanda en el periodo descrito.

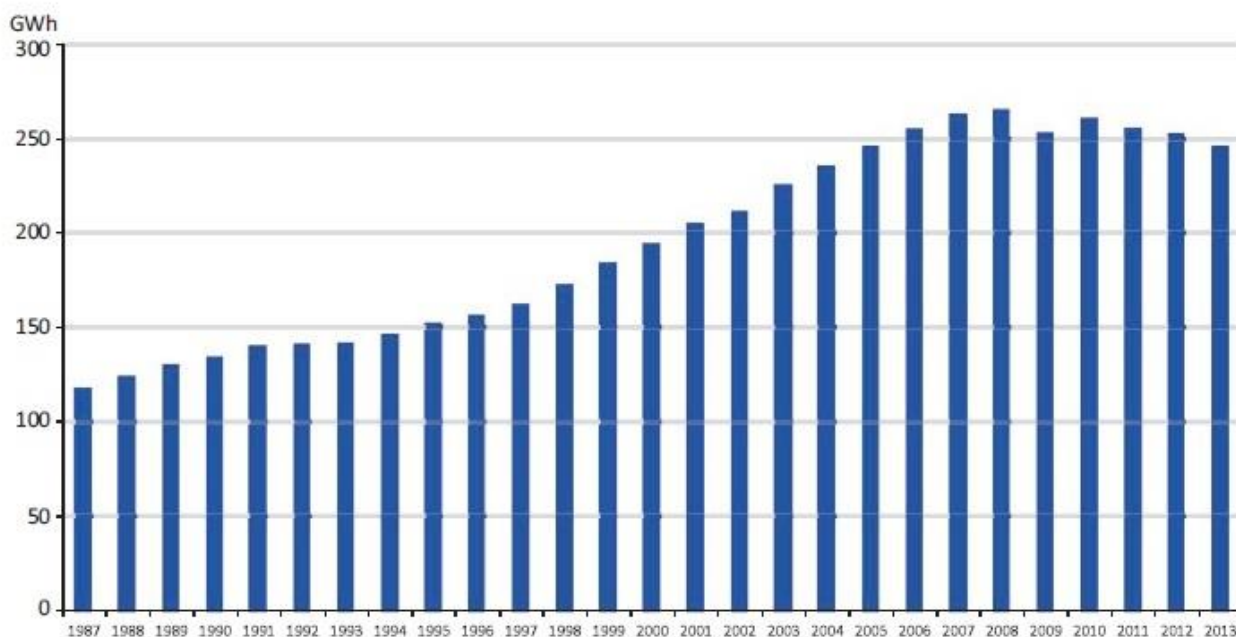


Figura 1.1: Evolución de la demanda eléctrica en España en el periodo 1987-2013 [elaborada a partir de los datos de [22]]

Por otro lado, en el ámbito de la generación instalada, se ha pasado de una potencia instalada peninsular de 41.068 MW en el año 1987, a alcanzar los 102.281 MW instalados a finales de 2013, es decir, más del doble de la potencia instalada.

Sin embargo, la auténtica transformación se aprecia al analizar el conjunto de tecnologías que conforman el denominado *mix energético*, que ha pasado de basarse fundamentalmente en la producción termoeléctrica (carbón y nuclear) apoyada por la hidráulica, a una fuerte presencia de las energías renovables y los ciclos combinados. Esta nueva configuración del parque generador se traduce en una cobertura de la demanda donde las formas convencionales de generación tienen cada vez menos peso. En la Figura 1.2 se puede observar dicha evolución.

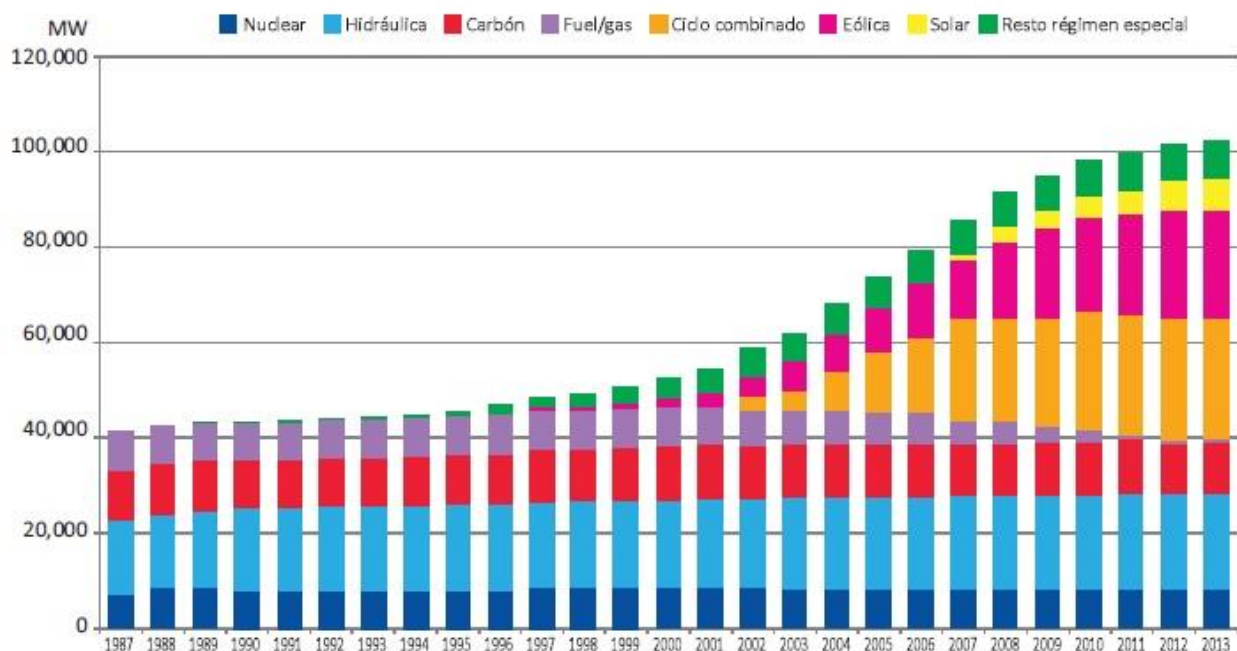


Figura 1.2: Evolución del mix energético en España en el periodo 1987-2013 [elaborada a partir de los datos de [22]]

Desde un punto de vista empresarial, la transformación en este período ha sido también absoluta, pasándose de un sector constituido por una empresa generadora (Endesa) y diez empresas verticalmente integradas con implantación en unas áreas geográficas determinadas y capital mayoritariamente nacional, a un sector de capital mayoritariamente extranjero y con desintegración vertical de las actividades, que se encuentra más concentrado fruto de las fusiones y adquisiciones que se han producido entre las empresas tradicionales del sector.

Se ha evolucionado desde un sector completamente regulado, en el que los precios del suministro se fijaban administrativamente, hasta un sector en el que las actividades de generación y comercialización se desarrollan en el régimen de libre competencia en los mercados mayorista y minorista. De esta manera, el usuario final, que antes estaba sujeto a la compañía eléctrica de su zona, ahora tiene la libertad de elegir a su suministrador, convirtiéndose en un cliente propiamente dicho, por cuyo suministro compiten las diferentes empresas del sector.

En esta transformación ha jugado un papel muy importante Red Eléctrica Española (REE), primera empresa del mundo cuyas actividades exclusivas han sido el transporte de energía eléctrica y la operación del sistema eléctrico. Este modelo, denominado *Transmission System Operator* (TSO), ha sido el eje sobre el que ha girado tal transformación del sector.

Esta liberalización del sector eléctrico se materializó gracias a la entrada en vigor de la Ley 54/1997, que ha constituido la base del marco legislativo del sector en España, hasta la reciente Ley 24/2013. La Ley 54/1997 establecía la obligación de separación entre actividades reguladas y no reguladas, así como la liberalización de las actividades de generación, comercialización e intercambios internacionales, a la vez que mantenía el carácter regulado del transporte, distribución y gestión técnica y económica del sistema. Esta ley estableció también los ingresos por tarifas y peajes a través de las cuales los usuarios del sistema se hacían cargo de los costes de diversificación y seguridad del suministro, entre los que se encuentran las primas al régimen especial [17].

La Ley 54/1997 del Sector Eléctrico distingue la producción en régimen ordinario de la producción en régimen especial, e identifica también el marco económico de retribución para cada uno de estos modelos de generación de electricidad. La actividad de generación en régimen especial recoge la generación de energía eléctrica en instalaciones de potencia no superior a 50 MW que utilicen como energía primaria energías renovables o residuos, y aquellas otras como la cogeneración que implican una tecnología con un nivel de eficiencia y ahorro energético considerable. [18]

El desarrollo de las energías renovables y de los ciclos combinados en España, por su parte, se debió a varios motivos, entre los cuales el más importante fue el reducido margen de reserva que, en el año 2001, obligó a REE a la desconexión de una parte de la demanda. Tras este incidente, se inicia un nuevo periodo de inversión, enmarcado en la planificación 2002-2011.

Por un lado, la inversión en ciclos combinados hace pasar su potencia instalada de cero a comienzos de 2002, hasta llegar a los 27.206 MW a finales de 2013. Además, la inversión en la red de transporte española también aumenta, alcanzándose los 20.641 km de circuito en la red de 400 kV y 21.475 km en la red de 220 kV y tensiones inferiores.

Por otro, se puede afirmar que la mayor transformación del sector ha venido de la mano de la amplia introducción de las energías renovables. La evolución de estas tecnologías, una política energética que apostó por ellas y un marco regulatorio muy favorable supusieron una auténtica revolución, convirtiendo a España en uno de los países que apostó en mayor medida por estas fuentes de energía. De esta manera, a finales de 2013 el 46 % era de origen renovable.

Este desarrollo tan acelerado de generación renovable ha supuesto un auténtico reto para la gestión del sistema eléctrico, ya que se ha pasado de un mix de generación programable y gestionable, integrado por un reducido número de grupos de producción de energía eléctrica de tamaño considerable, a un mix cuya producción no es completamente gestionable, dado que incluye un elevado número de pequeñas unidades de producción dispersas por todo el país. [17]

Por último, cabe mencionar la ley 24/2013, la cual se diseñó para acabar con el denominado déficit de tarifa, que ha puesto de manifiesto la inestabilidad económica y financiera del sistema eléctrico y que ha impedido garantizar un marco regulatorio estable, necesario para el correcto desarrollo de una actividad como la eléctrica. Además, respecto a las renovables, la ley señala que el régimen retributivo de estas tecnologías se basará en la necesaria participación en el mercado de estas instalaciones, complementando los ingresos de mercado con una retribución regulada específica que les permita competir en nivel de igualdad con el resto de tecnologías. Por último, esta ley introduce por primera vez la figura del autoconsumo de electricidad. Este ha sido el punto más controvertido, ya que se establece que las instalaciones de autoconsumo han de contribuir a la financiación de los costes y servicios del sistema en la misma cuantía que el resto de consumidores, lo cual hace esta posibilidad prácticamente inviable [19].

Como resumen, la conclusión más importante para este proyecto es que la liberalización del sector y la evolución del mix energético, dentro de un contexto de crecimiento económico y de aumento progresivo de la demanda, supusieron un desarrollo en la capacidad de generación instalada y en la diversificación de las fuentes de energía empleadas, especialmente en lo que se refiere a los ciclos combinados y a las energías renovables. Sin embargo, como se puede observar en la Figura 1.3, mientras que la cobertura de la demanda por parte de las energías renovables (entre ellas la energía solar de concentración) ha seguido creciendo a pesar de la crisis y el consiguiente descenso de la demanda, los ciclos combinados han proporcionado cada vez una menor cobertura, lo cual ha llevado a una situación de infrautilización de este tipo de centrales.

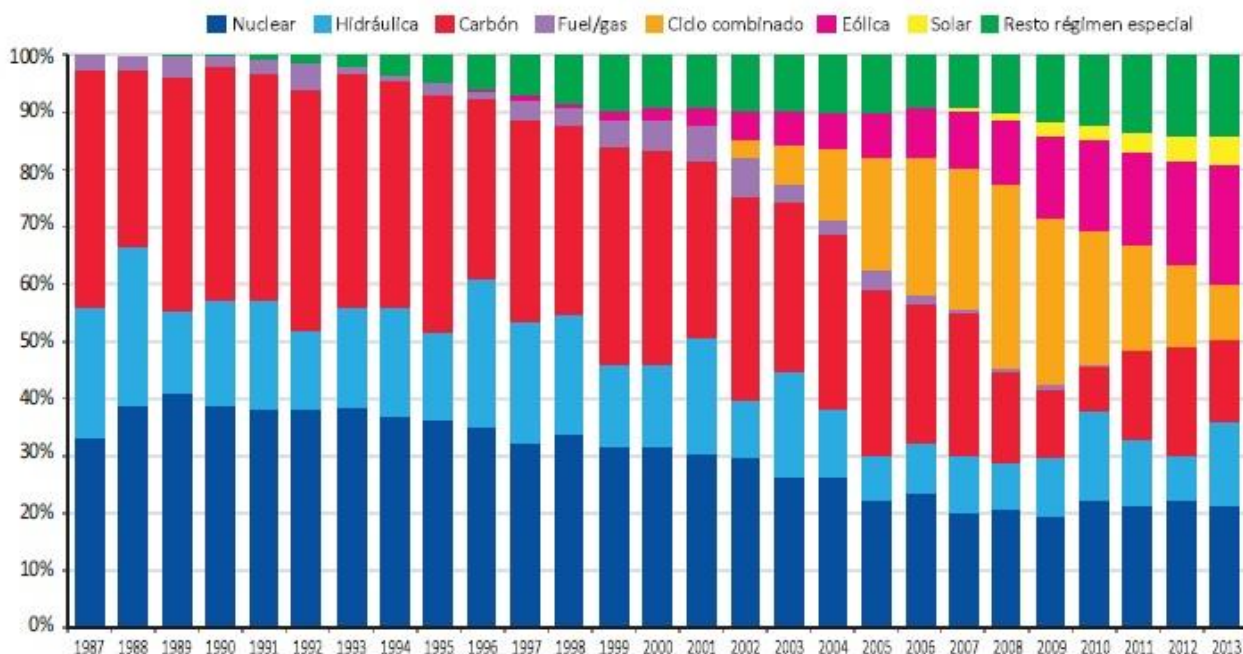


Figura 1.3: Evolución de la cobertura de la demanda eléctrica en España por parte de las diferentes fuentes de energía en el periodo 1987-2013 [elaborada a partir de los datos de [22]]

Por eso, la combinación de ambos factores (desarrollo de las energías renovables y estancamiento de los ciclos combinados) hace atractiva la posibilidad de hibridación, ofreciendo una posible solución por un lado a la situación actual de los ciclos combinados, cuya situación se detallará en mayor medida en el Capítulo 2, y aprovechando el desarrollo que han experimentado las energías renovables, y más concretamente la energía solar de concentración, que será explicada en el Capítulo 3.

1.4 Motivación del proyecto

A raíz de lo que se ha comentado en el presente Capítulo, y a modo de conclusión, se puede afirmar que es incuestionable la necesidad de invertir y desarrollar tecnologías que estén basadas en nuevas fuentes de energía. Los distintos gobiernos de nuestro país han ido progresivamente adquiriendo una serie de compromisos frente al resto de los estados y ante la Unión Europea, fijándose como objetivos prioritarios la disminución del consumo de energía procedente de combustibles fósiles, la reducción del consumo energético por habitante, la reducción de emisiones contaminantes y el aumento progresivo de la participación de energías renovables en el consumo eléctrico. Por otro lado, la situación energética de este país y, más concretamente, de los ciclos combinados, necesita soluciones que permitan mejorar su delicado momento actual.

Por eso, en este proyecto se estudiará la posibilidad de hibridación de un ciclo combinado con energía solar, haciéndose inicialmente una revisión de los ciclos combinados para después revisar las diferentes tipologías de tecnología de concentración solar, especialmente la tecnología de Receptor Central, puesto que es la que se pretende hibridar. Se tomará como referencia una central de ciclo combinado española y se llevará a cabo un análisis técnico y termodinámico de la central híbrida resultante, realizando además un estudio de emisiones y un estudio económico del proyecto que discuta su viabilidad.

CAPÍTULO 2. EL CICLO COMBINADO

En el presente capítulo se presenta en primer lugar la situación actual de los ciclos combinados, mostrando la capacidad instalada y comentando los problemas que han atravesado desde el comienzo de la crisis, lo cual servirá como punto de partida para justificar la hibridación con tecnología solar como una posible solución a tales problemas, de manera que estas centrales puedan recuperar la inversión que se realizó y aumentar el factor de capacidad que a día de hoy, como se comentará a continuación, se encuentra a niveles extremadamente bajos.

2.1 Estado del arte de los Ciclos Combinados en España

Las centrales térmicas de ciclo combinado son la tecnología térmica que mayor desarrollo ha tenido en nuestro país durante los primeros años del siglo XXI. En la actualidad existen 67 centrales de ciclo combinado en todo el territorio nacional, con un total de 27.206 MW instalados (la tecnología con mayor capacidad del país), siendo la de San Roque, en Cádiz, la primera en ser inaugurada en el año 2002. En total, se han invertido alrededor de 15.000 millones de euros en el desarrollo de estas plantas [23]. En la Figura 2.1 se muestra un mapa de todos los ciclos combinados existentes en nuestro país.

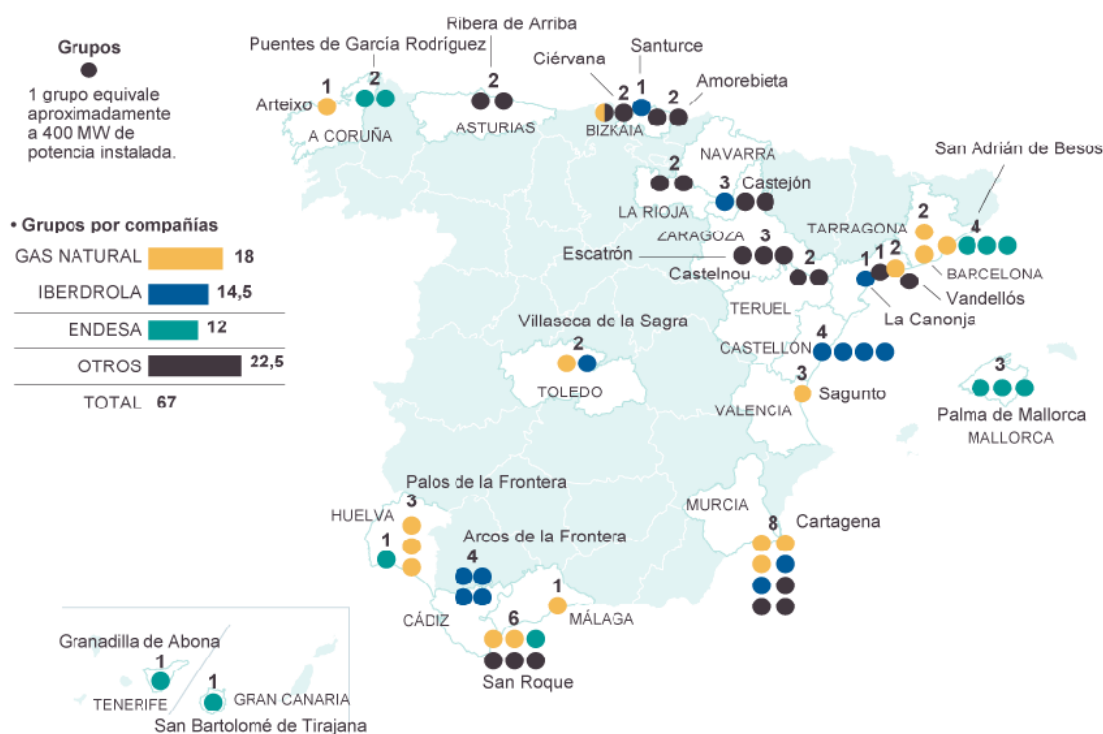


Figura 2.1: Mapa de los Ciclos Combinados en España [22]

Entre los motivos de tal desarrollo, destacan, entre otros, los siguientes:

- La alta disponibilidad de España en el acceso al gas natural.
- La buena percepción social y aceptación de este tipo de ciclos, en un contexto de falta de inversión y de modernización necesaria del parque generador del país.

- La gran flexibilidad que ofrecen en la operación.
- El atractivo que ofrece su alta eficiencia medioambiental, al ser la tecnología térmica menos emisora de CO₂.
- Su interés en cuanto a la rapidez en la ejecución del proyecto, que se encuentra en torno a los dos años desde el inicio de la obra civil.

Esta tecnología, que estaba llamada a ser el eje sobre el que giraría el sector eléctrico español durante las próximas décadas, no ha desarrollado todo el atractivo que se preveía en sus orígenes [23]. Si bien hasta 2008 la generación de estas centrales ascendía a más de 91.000 GWh, después de la crisis la producción ha caído hasta valores en torno a 25.000 GWh (2013), es decir, un descenso de un 72 %, por lo que las centrales de ciclo combinado se están viendo enormemente infrautilizadas, con unas previsiones de futuro nada alentadoras [24]. En la 2.2 puede observarse la evolución de estos ciclos en cuanto a potencia instalada y generación de electricidad dentro del mix energético.

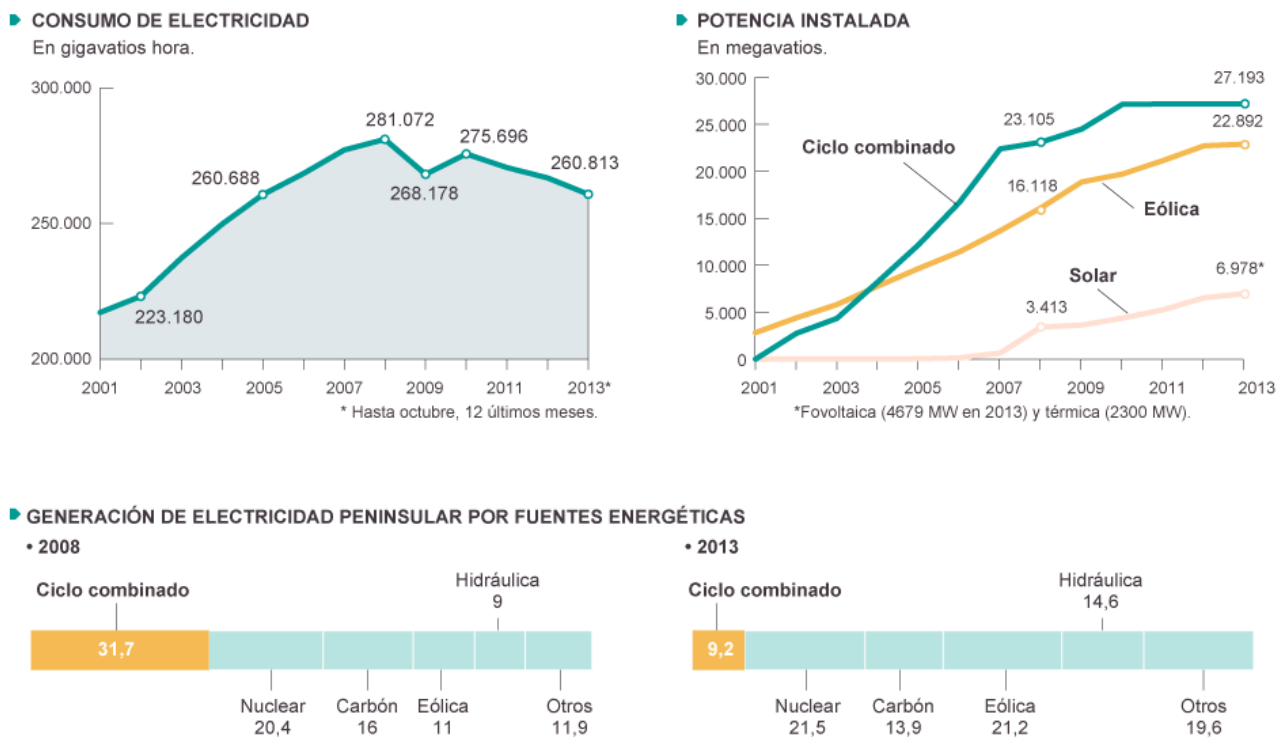


Figura 2.2: Evolución producción Ciclo Combinado frente a otras fuentes de energía y consumo de electricidad [22]

Un dato que explica esta complicada situación es el factor de utilización de estas plantas, también denominado factor de carga, que se define como la relación entre la energía producida durante un periodo de tiempo y la que se habría producido en ese mismo periodo funcionando a potencia nominal [22]. En la Figura 2.3 se muestra la evolución del factor de potencia en los últimos años, en la que se puede observar el importante descenso de este factor a partir de 2009, con un valor por debajo del 10 % en el año 2014.

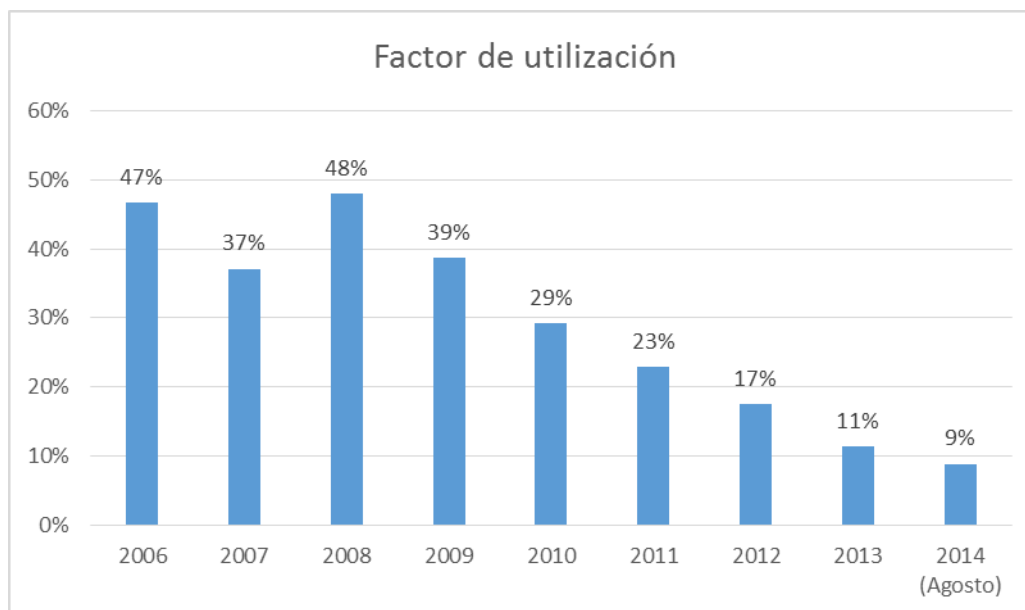


Figura 2.3: Evolución del factor de utilización de las centrales de ciclo combinado en los últimos años [elaborada a partir de los datos de Red Eléctrica Española (REE) [22]]

Además, en 2013, algunas centrales de ciclo combinado como las de Arcos de la Frontera 1 y 2 (que será tomada como caso de estudio), Castejón 2, Escatrón, Escombreras 6, Santurce 4 y Tarragona Endesa no llegaron ni siquiera a generar electricidad. Por todo ello, las grandes eléctricas han visto cómo las grandes inversiones que han llevado a cabo no han servido para mucho, y han pedido al Gobierno que tome medidas, entre las que se encuentra la hibernación de algunas centrales que están prácticamente paradas, o incluso el cierre y desmantelamiento de algunas centrales [24]. Un ejemplo llamativo de esta situación es el del grupo 3 (793 MW) del ciclo combinado de Castellón, la instalación de mayor tamaño que Iberdrola tiene en España, cuya potencia total asciende a 1647 MW y con un coste de unos 300 millones de euros, y cuya producción se había desplomado en un 70 % en los últimos tres años, por lo que se procederá a su cierre [25].

Entre las razones que explican esta caída en la producción de electricidad de los ciclos combinados están el descenso de la demanda debido a la crisis, la evolución de la estructura del sector y la gran penetración de otras tecnologías alternativas tales como la energía eólica y solar, que ha provocado un descenso del llamado hueco térmico (capacidad de operar de este tipo de centrales) y ha convertido a las centrales de ciclo combinado en plantas de respaldo para garantizar el suministro cuando el recurso renovable es insuficiente [23]. Sin embargo, tener este tipo de centrales operativas solo para asegurar el suministro eléctrico cuando las energías renovables no pueden cubrir la demanda resulta muy costoso y nada rentable, sobre todo ante la retirada de las subvenciones que antaño hicieron económicamente atractiva esta forma de generación de energía [26].

Por ello, este proyecto tiene como propósito analizar las posibilidades de hibridación de los ciclos combinados con tecnología solar de receptor central, para poder ofrecer de esta manera una posible solución alternativa al cierre o hibernación de estas plantas, con la pérdida de dinero que ello implica. Se seleccionará la central de ciclo combinado de Arcos de la Frontera (en concreto uno de sus grupos), ya que tiene posibilidades de hibridación con tecnología solar de receptor central gracias a su localización, condiciones de radiación y disponibilidad del área para la instalación de la tecnología solar elegida, las cuales se describirán en el Capítulo 4.

2.2 Fundamentos termodinámicos de los Ciclos Combinados gas-vapor

Se puede definir un ciclo combinado como el acoplamiento de dos ciclos termodinámicos individuales, uno que opera a alta temperatura y otro con menores temperaturas de trabajo. El calor residual del proceso de generación de trabajo neto en el ciclo de alta temperatura se aprovecha en su mayor parte en un intercambiador de calor para producir trabajo en un ciclo termodinámico de baja temperatura.

En la práctica, el término ciclo combinado se reserva de forma casi universal a la conjunción de una única central de dos ciclos termodinámicos, Brayton (turbina de gas) y Rankine (turbina de vapor), que trabajan con fluidos diferentes, gas y agua-vapor, siendo el ciclo que trabaja con aire-gases de combustión (Brayton) aquel que opera a mayor temperatura, y el ciclo que trabaja con agua-vapor (Rankine) aquel que opera a menor temperatura. Ambos ciclos están acoplados por un intercambiador de calor gases/agua-vapor, que se conoce como caldera de recuperación de calor o *HRSG (Heat Recovery Steam Generator)*.

La unión termodinámica de estos ciclos conduce generalmente a la obtención de un rendimiento global superior a los rendimientos de los ciclos termodinámicos individuales que lo componen, si bien la eficiencia global del ciclo combinado gas-vapor vendrá determinada por las eficiencias individuales de los ciclos Brayton y Rankine que constituyen el ciclo combinado, así como por la capacidad para realizar un adecuado trasvase del calor residual presente en el escape del ciclo Brayton al ciclo de Rankine por medio de la caldera de recuperación de calor. El ciclo combinado gas-vapor como conjunción de dos ciclos termodinámicos Rankine y Brayton es un sistema que se caracteriza por su alto rendimiento energético y elevada densidad de potencia. El diseño de la caldera de recuperación de calor y de la turbina de vapor puede optimizarse con el fin de recuperar la mayor parte de energía posible de los gases de escape de la turbina de gas [20].

Se ha añadido en el presente proyecto el Anexo 9.3, en el cual se describen con mayor detalle los conceptos termodinámicos y tecnológicos de los ciclos Brayton y Rankine, así como un análisis más profundo de la historia y de las diferentes clasificaciones de los componentes que componen el ciclo combinado, además de comentar las configuraciones más habituales según el número de niveles de presión en el HRSG y según la disposición y número de componentes. En cambio, este Capítulo se ceñirá exclusivamente a explicar aquello que concierne directamente al ciclo combinado que se corresponde con nuestro caso de estudio.

Vamos a comentar los principales subsistemas que aparecen más adelante en el esquema de la Figura 2.4, pues serán a los que se haga referencia durante el caso de estudio. Como se ha dicho anteriormente, un ciclo combinado consta de tres componentes principales: turbina de gas, turbina de vapor y caldera de recuperación de calor.

A su vez, los principales componentes de las turbinas de gas son el compresor, que aumenta la presión del aire, la cámara de combustión, donde se quema el combustible aumentando la temperatura del aire comprimido, y la turbina de gas propiamente dicha, que genera energía eléctrica por medio del alternador (o generador eléctrico), además de producir la potencia necesaria para accionar el compresor, que consume una parte importante de la energía producida por la turbina [20]. Cabe destacar que la turbina de gas que se muestra en la Figura 2.4 es monoeje, si bien en el Anexo 9.3 se pueden ver otras configuraciones posibles.

Por su parte, la turbina de vapor está compuesta principalmente por un condensador, cuya misión es extraer el calor residual del vapor de escape de la turbina hasta obtener líquido saturado, una bomba, que comprime el líquido saturado, y la turbina de vapor en sí misma, que expande el vapor

sobrecalentado producido en el HRSG para producir energía eléctrica a través de un generador eléctrico [20].

Por último, la caldera de recuperación de calor es el elemento que permite la unión de ambas turbinas, y consta de una serie de tubos, que se pueden clasificar en función de la temperatura y la fase en la que se encuentra el agua que circula por ellos. En el Anexo 9.3 se describen con más detalle las diferentes partes del HRSG, mientras que en la Figura 2.4 se ha modelado conceptualmente como un simple intercambiador de calor. Además, en el Capítulo 4 se ofrece el esquema completo de la planta que se ha tomado para el caso de estudio, donde vienen reflejados tales elementos [20].

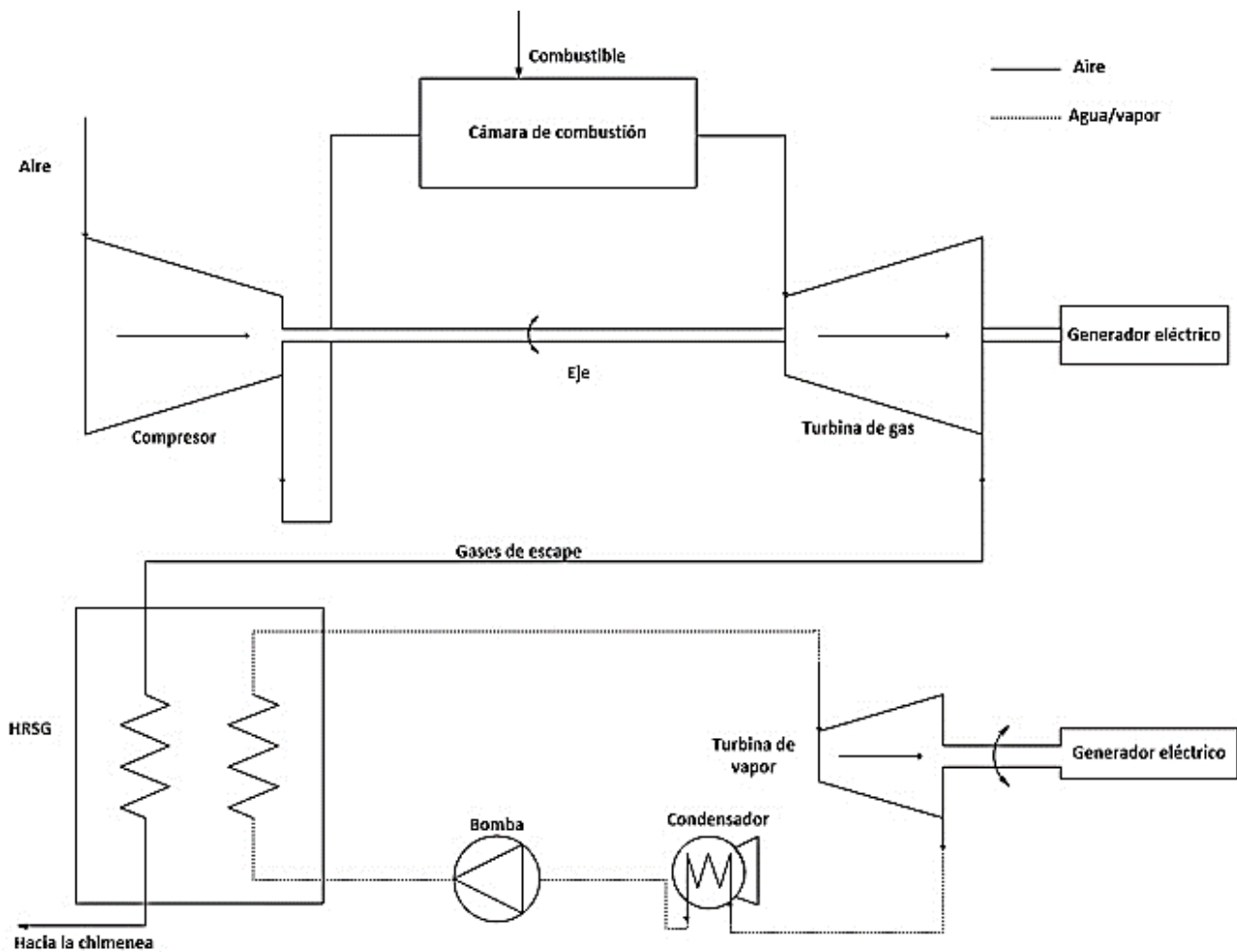


Figura 2.4: Esquema básico de un Ciclo Combinado [elaborada a partir de [27]]

De esta manera, tal y como podemos observar en la Figura 2.4 anterior, los gases de escape calientes que salen de la turbina de gas, a temperaturas superiores a 500 ° C, ingresan en la caldera de recuperación (HRSG). En el HRSG se produce el intercambio de calor entre los gases calientes de escape y el agua a alta presión del ciclo de vapor, aprovechando al máximo el calor de los gases de escape de la turbina de gas, descargando estos gases a la atmósfera a través de una chimenea intentando llevar su temperatura al valor más bajo posible. El vapor producido se expande ahora en una turbina de vapor y, posteriormente una vez expandido, llega al condensador donde se lleva hasta el estado líquido, a presión inferior a la atmosférica, para después ser nuevamente bombeado hacia el

HRSG y comenzar un nuevo ciclo [27].

En la Figura 2.5 se muestran de manera esquemática los flujos de energía existentes entre los distintos elementos que componen un ciclo combinado, lo cual permitirá a continuación definir las expresiones de rendimiento de los diferentes componentes del ciclo combinado, así como la expresión del rendimiento del ciclo combinado completo.

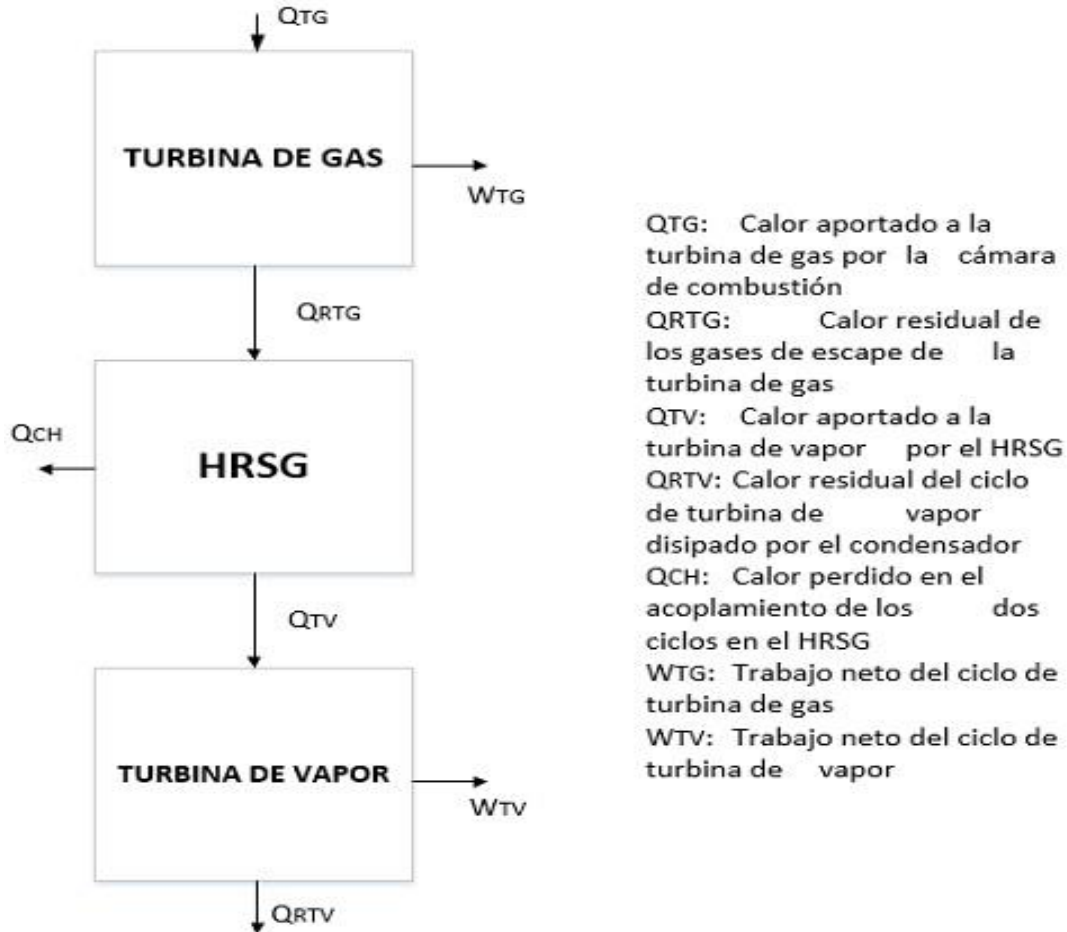


Figura 2.5: Flujos de energía en un Ciclo Combinado [elaborado a partir de [20]]

Por un lado, la expresión del rendimiento del ciclo de turbina de gas viene dado por:

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{TG}} \quad (2.1)$$

Por otro lado, la expresión del rendimiento del ciclo de turbina de vapor es:

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{TV}} \quad (2.2)$$

Por su parte, el rendimiento de la caldera de recuperación o HRSG se expresa de la siguiente manera:

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{TV}}{Q_{RTG}} = \frac{Q_{RTG} - Q_{CH}}{Q_{RTG}} = 1 - \frac{Q_{CH}}{Q_{RTG}} \quad (2.3)$$

De esta forma, el rendimiento del ciclo combinado vendrá dado por las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} \eta_{CC} &= \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}}{Q_{TV}} \frac{Q_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{HRSG} \frac{Q_{RTG}}{Q_{TG}} = \\ &= \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{HRSG} \frac{Q_{TG} - W_{TG}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \eta_{TV} \eta_{HRSG} (1 - \eta_{TG}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Estas expresiones justifican la importancia para el rendimiento del ciclo combinado que tiene el proceso de recuperación de calor y el acoplamiento térmicos entre los ciclos. Una conclusión que se puede extraer de esta expresión es que no necesariamente la combinación de ciclos Brayton y Rankine de alto rendimiento da como resultado el ciclo combinado de máximo rendimiento, ya que el rendimiento global del ciclo depende también del rendimiento obtenible en la caldera de recuperación de calor [20].

De esta forma, el rendimiento del ciclo combinado supera el 55 %, mientras que una turbina de gas por sí sola rara vez llega a superar el 40 %, estando su valor normal entorno al 35 % [27].

El rendimiento, en general, puede mejorar aumentando las temperaturas medias de los focos calientes y reduciendo las temperaturas medias de los focos fríos. Dicho de otra manera, aumentando la temperatura de trabajo en las turbinas y reduciendo la temperatura y presión a la cual se produce la cesión de calor, tanto en la chimenea del HRSG como en el condensador [20].

Además, puede aumentarse el rendimiento optimizando el proceso para reducir las pérdidas asociadas a las distintas máquinas que componen el ciclo y disminuyendo los saltos de temperatura existentes entre los gases de salida de la turbina de gas y el ciclo de agua-vapor en la caldera de recuperación. Con este propósito, el vapor en la caldera de recuperación de calor se puede generar en uno, dos o tres niveles de presión, con o sin recalentamiento intermedio, lo cual implica una sofisticación y un encarecimiento creciente de la instalación a medida que se mejora el rendimiento y la potencia [20]. En el Anexo 9.3 se describen más detalladamente cada una de estas variantes, mientras que en el presente Capítulo nos centraremos en describir el ciclo con tres niveles de presión y recalentamiento, ya que es el correspondiente a nuestro caso de estudio.

Con el objetivo de que la temperatura de los gases de escape a la salida de la chimenea sea menor, lo cual significa una mejor transferencia de calor entre los gases de escape y el agua/vapor del ciclo de turbina de vapor, reduciendo así las pérdidas y mejorando el rendimiento, pueden aumentarse los niveles de presión en el HRSG y añadir recalentamiento [20]. En la Tabla 2.1 puede verse una comparativa de las diferentes variantes.

	1 nivel de presión	2 niveles de presión	3 niveles de presión	3 niveles de presión + recalentamiento
Combustible aportado (MW)	695	695	695	695
Potencia Turbina de gas (MW)	260,4	260,4	260,4	260,4
Potencia Turbina de vapor (MW)	144,1	148,4	150,4	154,4
Potencia Total (MW)	404,5	408,8	410,8	414,8
Rendimiento bruto (%)	58	58,7	59	59,4
Consumo específico neto (kJ/kWh)	6.305	6.241	6.223	6.156
Rendimiento neto (%)	57,1	57,6	57,8	58,4

Tabla 2.1: Comparación valores obtenidos para diferentes variantes de ciclo combinado [elaborada a partir de [20]]

Además, el concepto de recalentamiento (ver Anexo 9.3) introduce un cambio significativo en la turbina de vapor, con dos cuerpos diferenciados: alta presión y presión intermedia en un cuerpo, y otro cuerpo de baja presión, o bien un cuerpo de alta presión y otro cuerpo para la presión intermedia y baja. El vapor en este ciclo después de expandirse en el cuerpo de alta presión hasta la presión intermedia vuelve a la caldera y se mezcla con el vapor procedente del sobrecalentador de presión intermedia, para recalentarse conjuntamente a una temperatura próxima a la del vapor de alta presión y expandirse en el cuerpo de presión intermedia.

Otra ventaja adicional de los ciclos combinados con tres niveles de presión y recalentamiento es que no hay mezcla de vapor en la turbina de vapor, evitando de este modo zonas de fatiga térmica por diferencia de temperaturas. Al incrementar la presión del vapor de alta, se reduce un poco su masa y aumenta ligeramente la del vapor de presión intermedia. El rendimiento del ciclo mejora y la humedad en la última rueda de la turbina se reduce al 10 %, lo cual favorece a la vida de los álabes [20]. En la Figura 2.6 se muestra el esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión más recalentamiento.

La suma de estos dos parámetros, pinch point y temperatura de approach, determina la producción de vapor una vez fijadas la presión y temperatura del vapor. La superficie de caldera necesaria viene determinada por ambos parámetros teniendo en cuenta las condiciones de operación [20].

En la Figura 2.7 se muestra el diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor de la caldera de recuperación en un ciclo combinado de 1 nivel de presión. En esta Figura se puede observar gráficamente el significado de los dos parámetros anteriormente definidos.

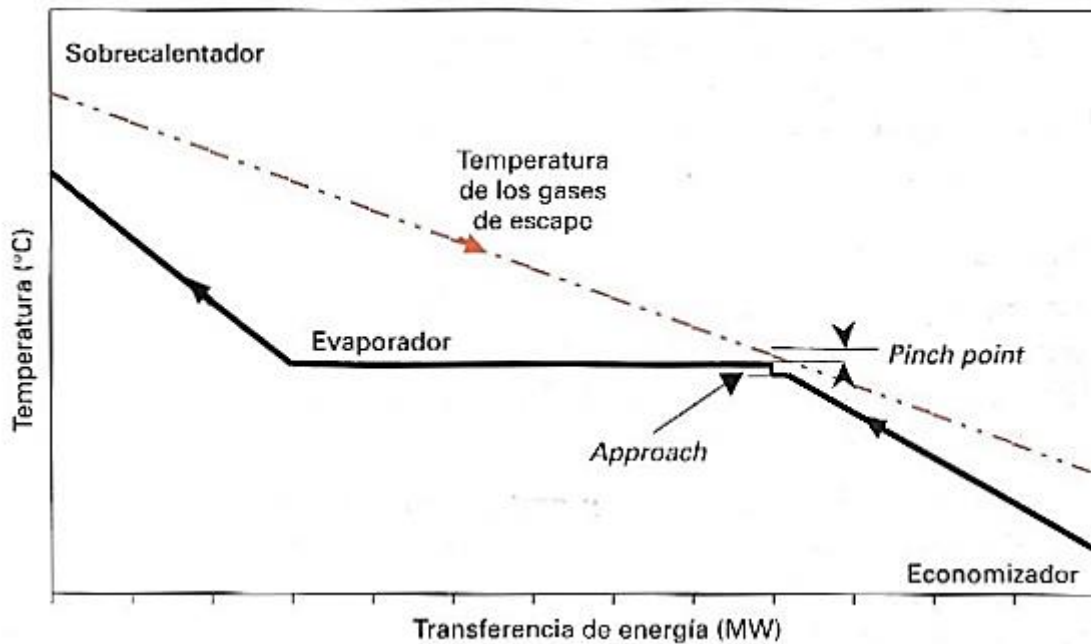


Figura 2.7: Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en el HRSG de un ciclo combinado de 1 nivel de presión [20]

Para un ciclo combinado con 3 niveles de presión y recalentamiento tendremos tres pinch points y tres approach points, uno para cada nivel de presión, tal y como puede observarse en la Figura 2.8.

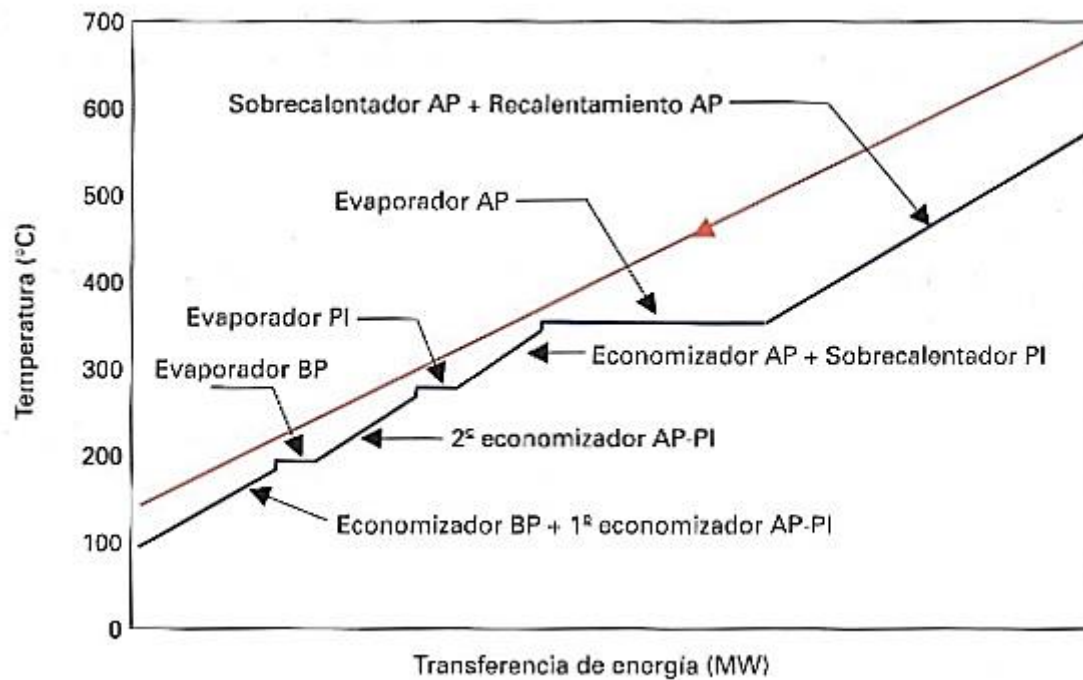


Figura 2.8: Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en el HRSG de un ciclo combinado de 3 niveles de presión y recalentamiento [20]

Por último mencionar que se ha incluido en el Anexo 9.4 un apartado con las configuraciones típicas empleadas en los ciclos combinados, en función del número de equipos principales que poseen (número de turbinas de gas y vapor), la disposición relativa de los ejes con respecto a las turbinas y la posición del generador eléctrico. En este sentido, en nuestro caso de estudio tendremos una configuración 1 x 1 mono eje con el generador eléctrico situado en el extremo del eje, que podemos ver gráficamente en la Figura 9.27.

2.5 Tendencias futuras en el desarrollo de los Ciclos Combinados

Los ciclos combinados y las turbinas de gas es previsible que evolucionen en dos direcciones bien definidas. La primera de ellas consiste en la solución de los problemas que presentan en la operación los ciclos combinados hoy en día existentes y la minimización de los efectos negativos que ejercen sobre el medio ambiente. La segunda implica el desarrollo de nuevas tecnologías de generación, con menor impacto ambiental, más eficientes y con menores costes de mantenimiento.

Los ciclos combinados presentan hoy en día una serie de problemas y limitaciones que brevemente pueden resumirse en los siguientes puntos:

- Altos costes de mantenimiento, pues es necesario realizar en la turbina de gas inspecciones, reparaciones y sustituciones de componentes sometidos a altas temperaturas con una frecuencia fija de horas equivalentes de operación. Los elevados costes de los materiales sustituidos o reparados representan un elevado coste final del kWh producido en un sistema de generación que utiliza un combustible caro. En este sentido es necesario llevar a cabo los siguiente desarrollos:

- ✓ Nuevos sistemas de vigilancia de los componentes más críticos de la zona sometida a altas temperaturas de gases, que proporcionen información de su estado de integridad mecánica y vida esperada. La información proporcionada por estos sistemas de vigilancia debe posibilitar la planificación de las paradas de inspección, limpieza, reparación y sustitución de los componentes más deteriorados, y no basándose, como se ha hecho tradicionalmente, en fórmulas teóricas referidas al número de horas equivalentes consumidas.
- ✓ Nuevos materiales más resistentes a altas temperaturas, o recubrimientos de protección térmica estable, con la doble finalidad de prolongar la vida útil y mejorar el rendimiento.
- ✓ Optimizar los sistemas de refrigeración de los materiales sometidos a altas temperaturas con objeto de prolongar su vida útil.
- Mal comportamiento de su eficiencia a cargas parciales, con incrementos en el consumo específico del 10 al 25% cuando la carga disminuye del 100 al 50%, y pérdida de potencia cuando la temperatura ambiente es alta o el emplazamiento tiene una altitud elevado con respecto al nivel del mar. La disminución del rendimiento a medida que se reduce la carga tiene dos orígenes: por un lado, la disminución de la temperatura en la cámara de combustión, y por consiguiente, una disminución del rendimiento de la turbina de gas y del ciclo agua-vapor. Por otro, el consumo prácticamente constante del compresor de la turbina de gas a cargas parciales.

La optimización de las turbinas de combustión secuencial, que mantiene casi constante la temperatura de escape de los gases a cargas parciales, y la introducción de sistemas de regulación del caudal de aire de admisión de los compresores a medida que se varíe la carga, serán elementos clave para mejorar el comportamiento de los ciclos combinados gas-vapor en condiciones de regulación de la carga total del sistema.

En cuanto a la pérdida de potencia por aumento de la temperatura ambiente o la elevada altitud del emplazamiento, se puede corregir incorporando sistemas de enfriamiento y de sobrealimentación del aire de admisión de manera que el flujo másico a la entrada del compresor permanezca constante.

Los nuevos sistemas de generación de energía eléctrica basados en combustión de gas (natural o sintético) deberán satisfacer las demandas regulatorias y del mercado con un menor impacto ambiental (CO, CO₂, calor residual, consumo de agua, etcétera), mayor eficiencia, un mejor comportamiento en rendimiento y emisiones a cargas parciales, mayor disponibilidad, mayor vida útil y con un aceptable coste de inversión.

Uno de los más prometedores es el llamado *Clean Energy System*, que constaría de un generador de gas a alta temperatura y presión basado en la turbina de gas que utilizaría gas natural o gas sintético (*Syngas*) como combustible y oxígeno como comburente. La temperatura de combustión se regularía inyectando agua y recirculando gases de escape (CO₂), mezcla de gases que se llevarían a un dispositivo que haría la función de la turbina de vapor en un ciclo convencional. En el escape existiría un condensador donde se condensaría el vapor de agua, y mediante sistemas de vacío, se separaría el CO₂, utilizable en otro proceso industrial o disponible para su almacenamiento debidamente presurizado en pozos de gas, petróleo, minas, lagos subterráneos, etcétera.

Las características más importantes de estos sistemas son su elevada eficiencia (superior al 60%), que son productores netos de agua, y que si se canaliza o transforma el CO₂, no hay emisiones de gases.

Por otro lado, de las opciones que ofrece el ciclo Rankine para su optimización, el empleo de presiones supercríticas (ver Anexo 9.3) es una de las más atractivas para su aplicación en desarrollos futuros de este tipo de centrales. En este tipo de ciclos, que trabajan con vapor de alta densidad, los materiales de la caldera y de la turbina incrementan su porcentaje de cromo, lo cual permite reducir significativamente el espesor de los tubos, la masa total de la caldera y aumentar la flexibilidad de operación en rangos supercríticos [20].

Por último, una de las opciones que más futuro presentan y de la que se va a ocupar este proyecto es la hibridación de este tipo de centrales con tecnologías solares de alta-media temperatura para poder acercarnos a un modelo más sostenible y respetuoso con el medio ambiente, que además nos permita aumentar el rendimiento de la instalación. Este tipo de centrales híbridas reciben el nombre de *ISCC* (*Integrated Solar Combined Cycle*). Además, las tecnologías solares se ven también beneficiadas de esta simbiosis, ya que se reduce la inversión específica del kW solar y se mejoran las condiciones de operación y adaptación a la demanda de este tipo de tecnologías.

En el siguiente capítulo analizaremos las diferentes tipologías de tecnología solar centrándonos especialmente en la tecnología solar termoeléctrica, que es aquella que alcanza temperaturas suficientemente altas como para posibilitar la generación de energía eléctrica.

CAPÍTULO 3. ENERGÍA SOLAR DE CONCENTRACIÓN (CSP)

El Sol es una fuente de energía limpia e inagotable que puede proporcionarnos una gran cantidad de energía si sabemos captarla y aprovecharla. La energía solar, como recurso energético terrestre, está constituida simplemente por la porción de luz que emite el Sol y que es interceptada por la Tierra [1].

La radiación solar puede convertirse en electricidad de dos formas, bien a través de placas fotovoltaicas que generan directamente energía eléctrica, lo cual no será objeto de este proyecto, o bien transformando la radiación solar en energía térmica primero, para después convertirla en electricidad, que será la manera que vamos a abordar en este estudio [28].

De esta forma, existe la posibilidad de utilizar el calor generado en un sistema de concentración solar térmico para alcanzar temperaturas que permitan la producción de vapor y, por tanto, la generación de energía eléctrica a gran escala, como en una central térmica convencional. La energía solar de concentración, o CSP (*Concentrating Solar Power*), agrupa un conjunto de tecnologías diferenciadas que se caracterizan porque su aplicación puede llegar a constituir una forma de generación de energía competitiva y con las ventajas que corresponde a una fuente renovable y respetuosa con el medio ambiente [1].

Las tecnologías CSP se pueden clasificar en dos grandes grupos. Por un lado, aquellas que concentran la radiación solar a lo largo de una línea, como la tecnología CCP (Concentrador Cilindro Parabólico) o la tecnología de espejos Fresnel. Por otro lado, las que concentran la radiación solar en un punto, que tienen ratios de concentración mucho mayores y la posibilidad de realizar seguimiento solar en dos ejes, entre las que encontramos la tecnología de receptor central y la tecnología Disco-Stirling.

La energía solar de concentración se encuentra en los inicios de un posible desarrollo comercial, y en la cual España cuenta con unas favorables condiciones de partida debido a la importante trayectoria tecnológica que se ha llevado a cabo mediante proyectos de investigación y desarrollo, y gracias al recurso solar disponible. Además, las centrales termosolares, gracias a las ayudas públicas en forma de subvenciones o desgravaciones fiscales, se han convertido en sistemas rentables que proporcionan un adecuado nivel de rentabilidad a los inversores, lo cual ha provocado la aparición de un elevado número de promotores interesados en esta tecnología, dando lugar a una gran cantidad de proyectos que se encuentran en fase de operación, construcción o desarrollo previo [28].

En el contexto internacional se vienen llevando a cabo desde distintos estamentos iniciativas para conseguir el lanzamiento de la energía solar termoeléctrica, entre los que se encuentra la Iniciativa de Mercado Global (GMI), cuya finalidad era conseguir que para el año 2014 existiesen en el mundo un número de plantas tal, que llegaran a producirse 5.000 MW en total. La energía solar termoeléctrica puede ser una de las tecnologías que se vea más favorecidas por la búsqueda global de soluciones energéticas limpias, fruto de acuerdos internacionales para el desarrollo acelerado de tecnologías limpias, sobre todo en cuanto a emisiones de CO₂. En este contexto, es una opción que está empezando a ser considerada por importantes actores del campo de las inversiones energéticas en los países en vías de desarrollo.

Una de las barreras más importantes para el desarrollo de las tecnologías de concentración solares es la falta de conocimientos actualizados sobre la tecnología por parte de las autoridades gubernamentales, políticos, inversores e incluso muchas empresas del sector energético. La Iniciativa de Mercado Global va encaminada a difundir el conocimiento y crear un adecuado marco político de manera que la velocidad de entrada en una etapa comercial de estas tecnologías se acelere [29].

En general, en una central termosolar de cualquier tipo, en primer lugar la radiación solar directa es captada en el sistema concentrador, que la conduce hacia el sistema receptor, donde se transforma en energía térmica mediante el incremento de temperatura de un fluido de trabajo o HTF (*Heat Transfer Fluid*), para pasar al bloque de potencia donde la energía térmica que contiene dicho HTF es transformada en trabajo, y éste en energía eléctrica. El proceso implica la utilización de varios dispositivos que, con frecuencia, incluyen sistemas de intercambio térmico que utilizan diferentes fluidos. Además, es posible almacenar la energía térmica para que sea transformada en electricidad con posterioridad para adecuarlo a la demanda [30]. En la Figura 3.1 se presenta el esquema conceptual de una central termoeléctrica tal y como se ha descrito.

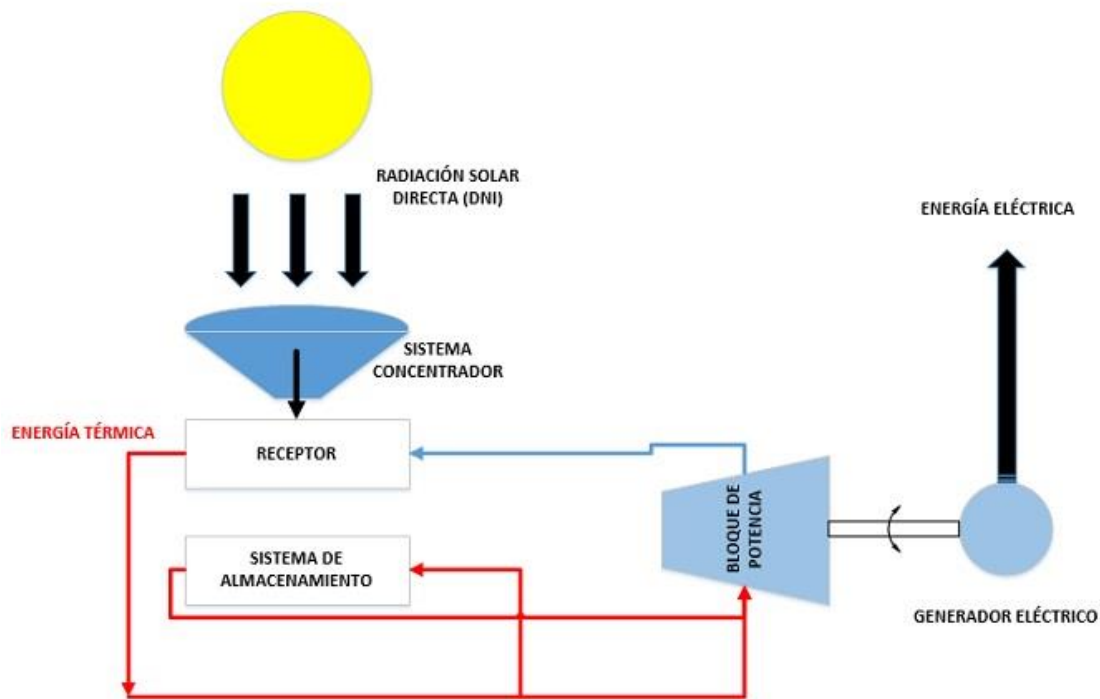


Figura 3.1: Esquema conceptual de una central CSP [elaborada a partir de [30]]

De todas las tipologías de central CSP que se han comentado con anterioridad, se va a explicar con mayor profundidad la tecnología de receptor central, que es junto con el ciclo combinado la otra parte fundamental del presente proyecto. En el Anexo 9.4 se describen brevemente las demás tecnologías de concentración para aquellos que estén interesados en conocer tales alternativas. De esta manera, en el presente capítulo se comienza con un análisis del estado del arte de la tecnología de receptor central que ayudará a entender el desarrollo de la misma y su implantación en nuestro país, para seguidamente describir los diferentes elementos que componen una central de receptor central, así como los diferentes tipos que existen de cada uno de dichos elementos. Por último, se elaborará una tabla resumen de las diferentes variantes en la que se indicará el sistema final escogido para llevar a cabo la hibridación con el ciclo combinado.

3.1 Estado del arte de la tecnología de receptor central

3.6.1 Primeros pasos de la tecnología

El desarrollo de los sistemas de receptor central comenzó a principios de los años 60 con el diseño de una instalación de 52 m² llevado a cabo por Giorgio Francia en San Ilario, cerca de Genoa, Italia, donde se usó un denso campo de reflectores circulares mecánicamente conectados, que empleaba agua/vapor a 500 ° C y 15 MPa como fluido de trabajo.

A partir de la crisis del petróleo en 1973, el interés por esta tecnología creció tanto en Europa como en Estados Unidos. De esta manera, se instalaron centros de prueba que utilizaban heliostatos y torres en Atlanta (1977) y en los *Sandia Laboratories*, en Albuquerque (1978). Éstos fueron seguidos por instalaciones más grandes, como la central Eurelios (1981) de 750 kWe en Adriano, Sicilia, que fue la primera planta que se conectó a la red; la central IEA-SSPS (1981) de 500 kWe en Almería, España, que empleaba sodio como HTF; la central Themis (1982), de 2,3 MWe, en Targassonne, Francia; y, una de las más importantes de aquella época, la central Solar One (1982), en Barstow, California, a la que siguió la denominada Solar Two (1995) [31].

3.6.2 Estado del arte en España

España es uno de los países más avanzados en el desarrollo de la energía solar, ya que es uno de los países de Europa con más horas de radiación. En el contexto de las centrales de receptor central en nuestro país, cabe destacar tres instalaciones: las centrales PS10, PS20 y la instalación Gemasolar.

En Marzo de 2007 se inauguró la primera central de receptor central en Europa, en la localidad de Sanlúcar la Mayor, en la provincia de Sevilla, que fue denominada PS10 (Planta Solar 10), con una capacidad de 11 MW, producidos por 624 heliostatos. Su construcción duró 4 años y tuvo un coste de 35 millones de €. La central produce alrededor de 23.400 MWh anuales. Los heliostatos fueron diseñados por Abengoa Solar (esta empresa es además la propietaria y operadora de la planta), el receptor solar fue diseñado y construido por Técnicas Reunidas y la torre por ALTAC. Cada uno de los espejos tiene una superficie de 120 m², los cuales concentran la radiación en lo alto de una torre que mide 115 metros [32].

La central PS20 (Planta Solar 20), por su parte, se encuentra junto a la central PS10, y fue la central de torre solar más potente hasta la construcción de la central Ivanpah Solar Power Facility, en California, que entró en operación en el año 2014. La central PS20 comenzó su construcción en 2006 y entró en operación en el año 2009. Se caracteriza por haber introducido cambios tecnológicos significativos con respecto a su predecesora PS10, entre los cuales destacan un receptor con mayor eficiencia, varias mejoras en los sistemas de control y operacionales, y un mejor sistema de almacenamiento térmico. La central está constituida por un campo solar de 1.255 heliostatos, diseñados por Abengoa, cada uno de los cuales tiene una superficie de 120 m². La radiación se refleja en un receptor localizado en lo alto de una torre de 165 metros [32].

En la Figura 3.2 puede verse una fotografía de las centrales PS10 y PS20.



Figura 3.2: Centrales de receptor central PS10 y PS20 [32]

Por último, cabe destacar la central Gemasolar, cuyo propietario es Torresol Energy, puesto que fue la primera planta comercial con tecnología de receptor central que empleaba un sistema de almacenamiento de sales fundidas. Se trata de un campo solar de 185 hectáreas que alberga el receptor en una torre de 140 metros de altura, con 2650 heliostatos de 120 m^2 cada uno distribuidos en anillos concéntricos alrededor de la torre. Los aspectos más innovadores de esta planta son el receptor de sales fundidas, el mecanismo de apunte de los heliostatos y el sistema de control, además del mencionado sistema de almacenamiento, que permite producir electricidad durante 15 horas sin radiación solar (por la noche o en días nublados). Este sistema de almacenamiento supuso un hito, pues la energía solar pasa a ser gestionable y puede ser suministrada en función de la demanda. Gemasolar tiene una potencia de 19,9 MW y es capaz de suministrar 11 GWh anualmente, lo cual equivale al abastecimiento de energía de unos 27.500 hogares. Esta planta entró en operación en Mayo de 2011 y tuvo un coste de 419 millones de dólares, con un coste de 33 \$ por vatio instalado [33].

En la Figura 3.3 se puede ver una imagen de la planta.



Figura 3.3: Central de receptor central Gemasolar [33]

En la Tabla 3.1 se han recogido todas las centrales de receptor central que en este momento se encuentran en nuestro país, tanto aquellas comerciales como aquellas para investigación.

NOMBRE	PROPIETARIO	POTENCIA(MW)	OBJETIVO	FECHA DE INICIO
AORA Solar Tulip Tower	AORA	0,1	I+D	Abril 2012
CESA 1 (PSA)	CIEMAT	7 (MWt)	I+D	Mayo 1983
CTAER	-	8 (MWt)	I+D	Enero 2012
Eureka	Abengoa Solar	2	I+D	Abril 2009
Gemasolar	Torresol Energy	20	Comercial	Mayo 2011
PS10	Abengoa Solar	11	Comercial	Marzo 2007
PS20	Abengoa Solar	20	Comercial	Abril 2009
Solugas	Abengoa Solar	4,6	I+D	Junio 2013
SSPS-CRS (PSA)	-	2,7 (MWt)	I+D	Septiembre 1981
Termosolar Alcázar	Preneal Solar Reserve	50	Comercial	Retirada

Tabla 3.1: Estado del arte de las centrales de receptor central en España [34]

De todas las tecnologías disponibles, los sistemas de receptor central se están desplazando a un primer plano y podrían convertirse en la principal elección. Esto se debe principalmente a las mejoras esperadas en el desempeño y a las reducciones de costes asociadas a las innovaciones tecnológicas de los tres principales subsistemas. Comparado con otras opciones de concentración solar, los sistemas de receptor central podrían no solo proveer electricidad más barata sino también llevar a cabo mejores actuaciones, alcanzando temperaturas más altas y con ello mayor eficiencia del sistema de conversión, una mayor facilidad de integración para plantas híbridas de combustibles fósiles, el potencial de generación de electricidad con factores de capacidad anuales altos a través del uso de almacenamiento térmico y gran potencial de reducción de costes y mejoras en la eficiencia [35].

En el siguiente apartado se describirá esta tecnología, sus principales componentes y las principales variantes que están disponibles.

3.2 Tecnología de torre o de receptor central con campo de heliostatos

En este capítulo, tras explicar el principio de funcionamiento de este tipo de centrales y describir los elementos que las constituyen, realizando asimismo clasificaciones de los diferentes tipos que existen de cada elemento, finalizaremos mencionando la tecnología elegida de todas las posibles que se va tomar como referencia para el caso de estudio y los cálculos económicos.

3.2.1 Introducción y descripción de la tecnología

Las plantas de receptor central o centrales de torre están formadas por un conjunto de grandes espejos, denominados heliostatos, situados en torno a la torre. Cada uno de ellos posee un sistema de movimiento independiente que permite orientarlo de forma que el rayo solar reflejado por todos ellos se concentre en un punto situado en lo alto de una torre, donde se encuentra el receptor. Dicha torre se sitúa normalmente a una altura suficiente por encima del campo de heliostatos que permita evitar las interferencias entre ellos. El receptor es el encargado de transformar la radiación concentrada por los heliostatos en calor, transfiriéndolo al fluido de trabajo, también conocido como HTF (*Heat Transfer Fluid*). Dicho fluido de trabajo transporta la energía térmica suministrada en el receptor hasta el bloque de potencia, donde se transforma la energía térmica en energía eléctrica [36].

En la Figura 3.4 podemos observar un esquema del proceso.

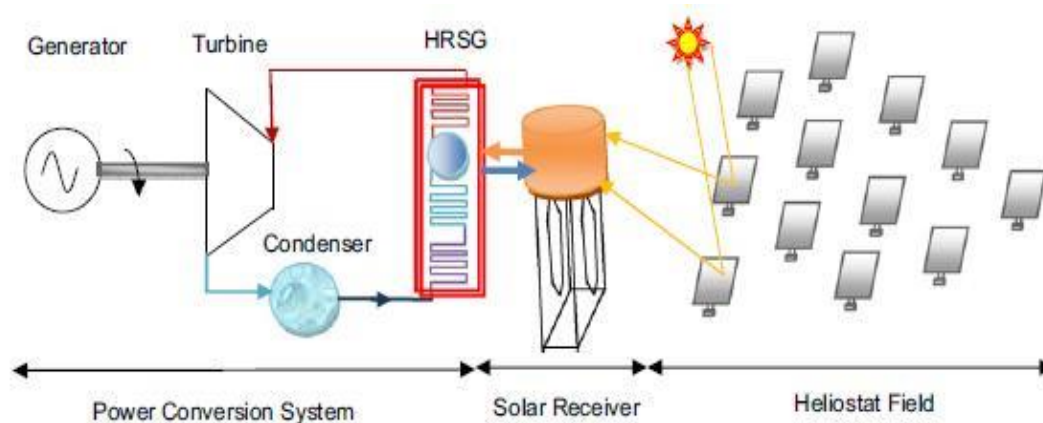


Figura 3.4: Esquema de un Sistema de Torre Central [35]

Además, pueden aplicarse sistemas de almacenamiento del calor latente o sensible, que permitan aprovechar la radiación captada y el calor producido en momentos en los que se produzca la ausencia del recurso solar [28], ya sea por las condiciones meteorológicas desfavorables o para las horas nocturnas (que suelen coincidir con las horas de mayor demanda eléctrica).

En los sistemas de torre o de receptor central el intercambio radiativo/convectivo se produce de forma centralizada. Gracias a los altos flujos de radiación incidente (típicamente entre 300 y 1000 kW/m²) se puede trabajar a altas temperaturas e integrarse en ciclos más eficientes de forma escalonada, admiten fácilmente el funcionamiento híbrido en una gran variedad de opciones y tienen el potencial de generar electricidad con altos factores de capacidad mediante el uso de almacenamiento térmico [1].

El uso de sistemas de receptor central para producción de electricidad promete ser una de las opciones más viables para reemplazar a las centrales de potencia de combustibles fósiles. De hecho, las actividades de investigación y desarrollo de sus subsistemas básicos han crecido rápidamente desde los años 80 [35].



Figura 3.5: Sistema de torre o receptor central con campo de heliostatos [32]

3.2.2 Elementos del sistema

3.2.2.1 Campo de heliostatos

Se puede afirmar que el subsistema más característico de esta tecnología, junto con la torre, es el campo de heliostatos, y su eficiencia óptica y la disposición del campo tienen un impacto significativo en la actuación de la central.

Un heliostato consta de un conjunto de espejos o facetas, un sistema de seguimiento, un marco o estructura, los cimientos y un sistema de control. La actuación del campo de heliostatos es función de la eficiencia óptica: el efecto coseno, el efecto sombra, el efecto bloqueo, la reflectividad del espejo, la atenuación atmosférica o el derrame (*spillage*) del receptor son los principales factores que afectan a la eficiencia óptica del heliostato. Es esencial optimizar, por tanto, su diseño, para reducir los costes y mejorar la eficiencia global de la central. Los espejos tienen una reflectividad del 92 % aproximadamente, y se consigue concentrar en el pequeño área ocupada por el receptor aproximadamente el 97 % de la radiación que llega. Por otro lado, la superficie ocupada por los espejos es de unos 100-150 m² por cada heliostato [28].

En la Figura 3.6 se muestra un heliostato, concretamente el modelo ASUP 140 que se tomará como referencia para el caso de estudio.



Figura 3.6: Heliostato ASUP 140 [32]

A continuación se describen más detalladamente cada uno de los elementos que componen el heliostato:

- Espejos o facetas: forman la parte reflectante del heliostato, pueden ser de diferentes formas y tamaños y se fabrican generalmente de vidrio, sobre el cual se deposita una capa reflectante de plata o aluminio y una capa de pintura en la parte posterior que protege a la misma. Normalmente tienen tres o cuatro puntos de anclaje mediante los cuales se sujetan a los soportes correspondientes. Uno de los objetivos de la forma geométrica de la superficie de la faceta es paliar los inconvenientes de la forma solar finita a través del cantedo. Es importante que el acabado superficial sea óptimo, ya que valores por encima de los 4,65 mrad pueden resultar perjudiciales [37].
- Sistema de seguimiento solar de doble eje: los heliostatos poseen dos motores, accionados a través de un mecanismo reductor, que se mueven en dos ejes, con dos grados de libertad: un eje de elevación y otro en azimut. En condiciones normales de operación, el eje del heliostato estará apuntando a una dirección en la que los rayos del Sol reflejados converjan en el receptor. La dirección del eje del heliostato se modifica mediante los dos motores mencionados y dos sensores de medida angular que, dirigidos por un sistema de control, permiten orientarlo según sea preciso en cada momento [38].
- Marco o estructura: la estructura de un heliostato está formada por celosías que sirven de soporte a las facetas, las cuales se sujetan mediante elementos de fijación roscada, generalmente. Las citadas celosías están sujetas a un eje cilíndrico horizontal que, a través de un mecanismo reductor está unido al sistema que proporciona el movimiento al heliostato para el seguimiento solar [39].
- Cimentación: permite anclar el heliostato al terreno y soporta el peso de la estructura.
- Sistema de control: para dirigir los rayos al blanco deseado en cada momento de la operación de estas centrales, es necesario que el movimiento en los dos ejes descritos sea independiente y esté completamente controlado. Este control puede conseguirse de dos formas, mediante un sistema centralizado, basado en un ordenador central que se encarga de todas las tareas, o mediante un sistema de control distribuido, basado en una serie de controladores locales que permiten liberar al ordenador central de buena parte de las tareas. En ambos casos, se ha calcular la posición del Sol y de cada heliostato, gestionar las comunicaciones con cada heliostato, detectar posibles errores y averías, y llevar a cabo las acciones de emergencia necesarias y su señalización [39].

Otro de los aspectos clave es la distribución de los heliostatos, es decir, lo que se conoce como la distribución del campo solar. Para ello, existen dos posibles configuraciones:

- Campo norte, en el que los espejos se sitúan detrás de la torre, al norte de ésta. El aprovechamiento solar es máximo, ya que se consigue un mejor ángulo de incidencia. Además, la construcción del receptor será más sencilla, puesto que solo recibirá la radiación en una cara [28].

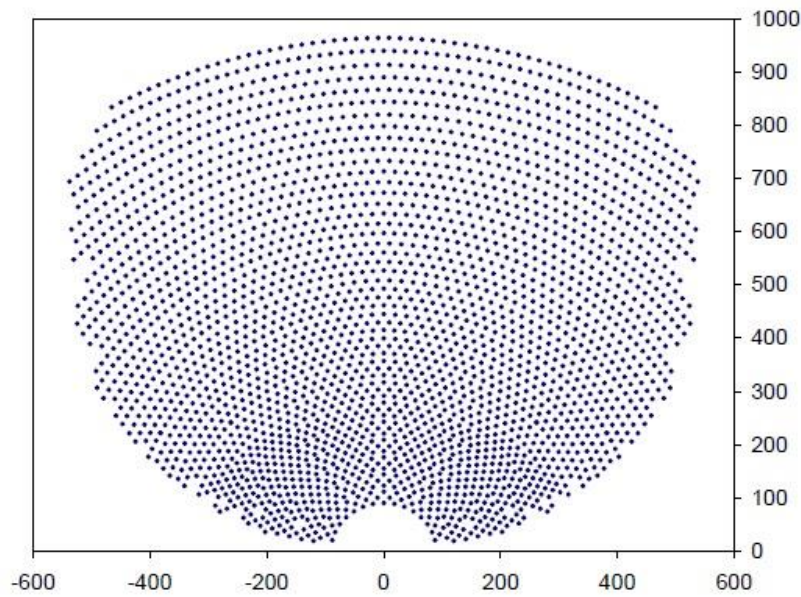


Figura 3.7: Distribución heliostatos en campo norte. Coordenadas en metros [40]

- Campo circular, en el que todo el campo solar se sitúa alrededor de la torre, que no está situada en el centro del círculo formado por los heliostatos, sino que se encuentra desplazada hacia el sur [28].

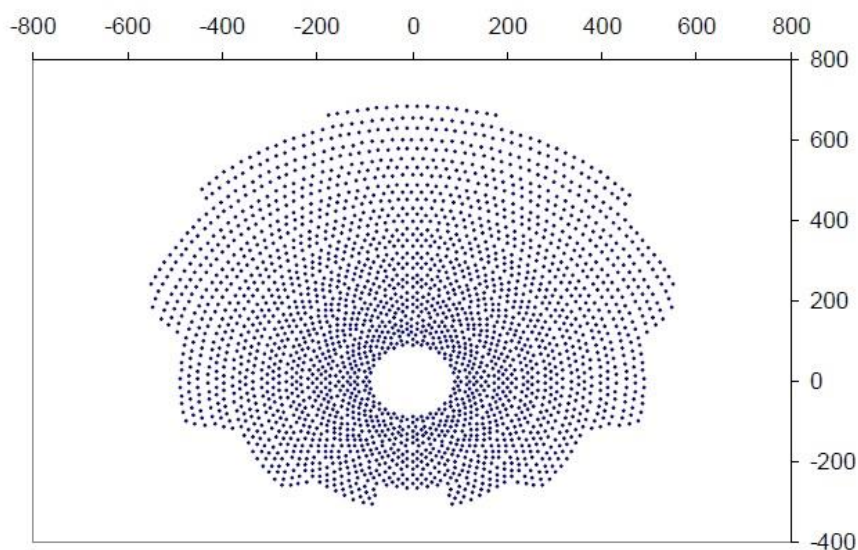


Figura 3.8: Distribución heliostatos en campo circular. Coordenadas en metros [40]

La disposición del campo de heliostatos suele atender a dos consideraciones. Por un lado, la latitud en la que está situada la planta. Así, cuanto más lejos del ecuador, mayor es la eficiencia óptica anual de un campo norte (en el hemisferio Norte) con respecto a un campo circular. Por otro, el coste de la torre, que suele crecer exponencialmente con la altura y, dado que las centrales en disposición campo norte (en el hemisferio Norte) requieren torres más altas que las centrales en disposición campo circular para una misma potencia térmica en el receptor, cuanto mayor es el campo solar más

interesante es la disposición en campo circular. En cualquier caso, hay que tener en cuenta que para ambas disposiciones el rendimiento óptico disminuye a medida que el campo solar aumenta, y el espacio ocupado es mayor [28].

Dada la posición geográfica de la península ibérica, bastante alejada del ecuador, y el tamaño de nuestro campo de heliostatos (ver apartado 4.3), similar al de la central PS20, podemos suponer que el campo de heliostatos con mayor eficiencia óptica, al igual que para dicha central (ver Figura 3.2), tendrá configuración campo norte.

3.2.2.2 *Torre y receptor solar*

Para conseguir que la energía que llega al receptor sea la máxima posible, éste debe situarse a una cierta altura, reduciendo en la medida de lo posible los efectos de sombras y bloqueos que puedan darse en el campo de heliostatos. En este sentido, la principal misión de la torre es la de proporcionar un soporte en altura al receptor. Las torres construidas hasta la fecha consisten en estructuras metálicas o de hormigón que pueden fácilmente alcanzar los 150 metros de altura [41].

En cuanto a los receptores, son los intercambiadores de calor donde la radiación solar es absorbida y transformada en energía térmica útil. Son uno de los componentes más críticos de las centrales de torre y están fabricados de materiales que soportan altas temperaturas y fuertes gradientes, tales como cerámica y aleaciones metálicas. Por eso, los estudios actuales se centran básicamente en la elección de materiales y la disposición de éstos de forma que existan las menores pérdidas de calor posibles, incrementando así no solo la eficiencia global del ciclo sino también la del receptor mismo.

Para transformar la energía de la radiación solar en energía térmica, utiliza una serie de tubos refrigerados por el fluido caloportador al que se transferirá una parte de la energía absorbida. Los tubos son metálicos, generalmente hechos de algún tipo de acero inoxidable, y en su exterior tienen un recubrimiento selectivo capaz de absorber una buena parte de la radiación en el espectro visible y ultravioleta (más del 90 %), y de emitir poco en el espectro infrarrojo. La disposición de estos tubos varía en función de los diversos tipos de receptores, que en función de su geometría pueden ser de cavidad o externos (y éstos, a su vez, pueden ser planos, semicilíndricos o cilíndricos). En cualquier caso, todos los receptores buscan cumplir una serie de objetivos comunes, que son tener un tamaño óptimo para minimizar las pérdidas térmicas, un alto flujo de radiación incidente, un diseño adecuado para trabajar con altas temperaturas y una eficiencia térmica lo más alta posible [28].

A continuación se van a detallar ambos tipos de receptor, además de describir el receptor volumétrico, que no utiliza tubos.

a) Receptores de cavidad

Los receptores de cavidad suelen tener forma de paralelepípedo, con una cara abierta y orientada hacia el campo de colectores por el que penetran los rayos solares reflejados por el campo solar, que se cierra con una cubierta aislante durante las horas de paro para reducir las pérdidas por convección y radiación. En algunos casos puede incluso protegerse mediante una lámina de cristal de cuarzo. Las caras restantes se aíslan térmicamente para limitar la disipación de calor al exterior y proteger la estructura de la torre frente a choques térmicos. La superficie interior de estas caras, que es la superficie absorbente propiamente dicha, está recorrida por un serpentín a través del cual circula el fluido térmico. Se procura que la relación entre la superficie total absorbente y la superficie de apertura sea lo más elevada posible [41].

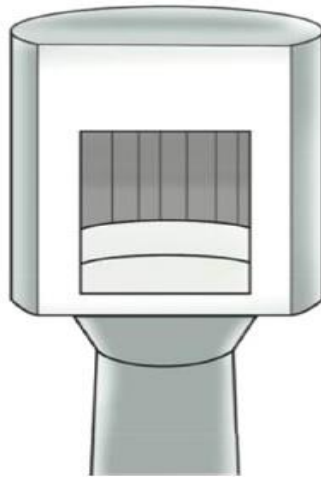


Figura 3.9: Receptor de cavidad [42]

b) Receptores externos

Los receptores externos se diseñan como volúmenes de revolución, de forma que los tubos absorbentes se disponen externamente formando la superficie lateral del receptor, en vez de internamente como ocurría en los receptores de cavidad. Las pérdidas por convección y radiación aumentan, pero es más fácil que los rayos solares alcancen los tubos. Estos receptores, al permitir la incidencia de la radiación a lo largo de toda su superficie, son los únicos que pueden usarse para campos circulares (los heliostatos rodean la torre), mientras que los receptores de cavidad restringen el ángulo azimutal en el cual pueden colocarse los heliostatos [38].



Figura 3.10: Receptor externo [42]

c) Receptores volumétricos

Este tipo de receptor, en vez de usar tubos como medio receptor, utiliza matrices porosas, produciéndose el denominado efecto volumétrico, de tal forma que el lado irradiado del absorbedor está a menor temperatura que el resto del absorbedor. La estructura porosa actúa como un intercambiador de calor convectivo donde el fluido caloportador (aire) es forzado a absorber la radiación solar directa por convección. Mientras que la superficie receptora de los receptores tubulares, externo o de cavidad, suele ser de acero inoxidable, la matriz porosa de los receptores volumétricos se suele construir de materiales cerámicos, concretamente de SiC. Este tipo de receptores se pueden clasificar asimismo en abiertos, que trabajan con aire a presión atmosférica, y cerrados, donde el aire ha sido comprimido previamente [43].

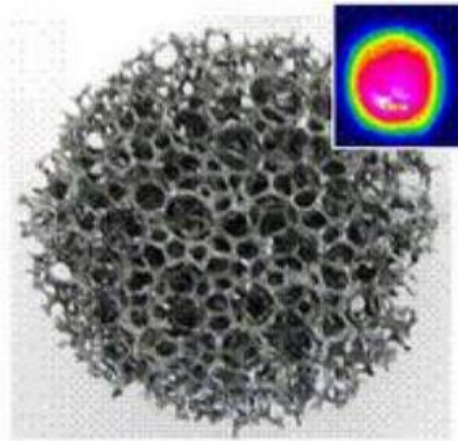


Figura 3.11: Estructura porosa de alúmina recubierta de SiC [43]

Las ventajas de los receptores volumétricos con respecto a los tubulares son la mayor concentración solar en el receptor, ya que ésta se reparte en un volumen y no en una superficie, la mayor superficie de contacto entre el fluido y la superficie receptora y las menores pérdidas por convección. Sin embargo, actualmente están en fase de desarrollo y, por ello, presentan inconvenientes, como la dificultad para controlar el caudal de aire que pasa a través de la matriz porosa o su fragilidad ante sobrecargas [43].

3.2.2.3 Fluido caloportador

El funcionamiento de una central de receptor central depende en gran medida del fluido caloportador o HTF (*Heat Transfer Fluid*) que se utilice, ya que condiciona el rango de temperaturas de trabajo y determina aspectos ingenieriles importantes, tales como el almacenamiento térmico o la elección de los materiales [28]. A continuación se describen los HTF que se utilizan habitualmente.

a) Agua-vapor

Se trata de la utilización de agua como fluido de trabajo generando directamente vapor sobrecalentado en el receptor solar, que es conducido instantáneamente desde el receptor hasta el sistema de potencia.

Presenta una serie de ventajas, entre las que cabe destacar que el agua no es contaminante ni peligrosa, que trabaja con un único circuito receptor-turbina, eliminando el intercambiador de calor entre el receptor y el bloque de potencia y los sistemas auxiliares que presentan los sistemas de sales fundidas, y que la temperatura máxima de operación no está limitada ni los problemas de congelación son tan acusados, como ocurre con las sales fundidas.

Por el contrario, entre los inconvenientes más significativos que presenta el uso de agua-vapor como HTF destaca el mayor coste de los materiales del receptor, ya que las presiones y temperaturas en él son muy elevadas, el menor control en el receptor debido a los cambios de fase del fluido de trabajo y que la instalación de un sistema de almacenamiento no está completamente desarrollada, lo cual hace que la producción de electricidad dependa totalmente de la radiación solar en cada momento [44].

b) Aire

Este sistema consiste en un receptor volumétrico de matrices porosas metálicas o cerámicas que calienta aire a presión atmosférica. El aire como medio caloportador en principio no parece muy recomendable por su baja conductividad térmica. Sin embargo, los receptores volumétricos están específicamente concebidos para optimizar el intercambio de calor con aire, logrando calentar éste hasta temperaturas incluso por encima de los 700 ° C. Su uso, además, se justifica gracias a que ofrece ventajas tales como la simplicidad en cuanto al número de equipos necesarios, que es un fluido del que se puede disponer sin restricción alguna, que, al igual que sucede con el agua, no es contaminante, ni peligroso, ni existen problemas de congelación ni su temperatura de operación se encuentra limitada, y que se reducen las pérdidas por radiación en el receptor gracias a los efectos volumétricos, alcanzando una eficiencia del receptor superior al 75 %.

El uso de aire se basa en dos posibilidades principales, que se diferencian en el uso que se hace del aire una vez sale del receptor central.

La primera posibilidad contempla utilizar el aire caliente para generar vapor por medio de un intercambiador de calor aire-agua, que después se expande en una turbina según el ciclo Rankine.

La segunda posibilidad contempla utilizar el aire directamente sin generar vapor, presurizándolo y haciéndolo pasar por una turbina de gas, siguiendo el ciclo Brayton [44].

c) Sales fundidas

Estas sales son principalmente una mezcla de nitrato de sodio (NaNO_3) y nitrato potásico (KNO_3). Dichas sales son conducidas hasta un tanque “caliente” que forma parte del sistema de almacenamiento térmico y, posteriormente, salen hacia un generador de vapor donde se produce el intercambio de calor, produciendo el vapor necesario para expandir en la turbina y producir energía eléctrica. Después, las sales frías pasan a través del tanque “frío” del sistema de almacenamiento térmico y vuelven al receptor, desde donde se iniciará un nuevo ciclo.

La ventaja de esta mezcla de sales se basada en sus propiedades termodinámicas: elevada conductividad térmica, que permite trabajar con intercambiadores de calor más compactos, calor específico elevado, permitiendo transportar una gran cantidad de calor por kilogramo de fluido, y un punto de fusión elevado, que permite almacenar calor a alta temperatura y en un espacio reducido, además de asegurar altas temperaturas y presiones en el vapor, que dan como resultado rendimiento altos del bloque de potencia. Por estas razones, es el sistema que se utiliza habitualmente.

Sin embargo, existen también inconvenientes, entre los que destaca la existencia de una temperatura límite de operación. Además, paradójicamente, el alto punto de fusión que supone por una parte una ventaja como se ha explicado en el párrafo anterior, también supone por otra parte un inconveniente, ya que implica un riesgo de congelación del fluido caloportador y la necesidad, por tanto, de que las conducciones permanezcan calientes con resistencias eléctricas arrolladas a lo largo de las paredes externas de los tubos [44].

d) Sistema de sodio líquido

El funcionamiento de una central de receptor central que emplea sodio líquido como HTF en el receptor es esencialmente el mismo que cuando se utilizan sales fundidas, es decir, el sodio después de pasar a través del receptor solar se dirige al tanque caliente del sistema de almacenamiento, y desde allí se dosifica en función de la demanda del generador de vapor. Por último, a la salida del generador de vapor se lleva al tanque frío y de éste al receptor nuevamente, donde se inicia un nuevo ciclo.

La principal diferencia con respecto a las sales fundidas es su mayor conductividad, lo cual permite una reducción del área de recepción y, por ende, una disminución del coste del receptor aumentando al mismo tiempo su rendimiento [45].

Sin embargo, el coste del sodio líquido es alto y, además, presenta riesgos por su capacidad de reacción con el agua, ya que tal reacción es muy violenta, altamente exotérmica y generadora de hidrógeno, lo cual puede provocar explosiones. En consecuencia, las medidas de seguridad han de ser muy estrictas [41].

3.2.2.4 Sistema de almacenamiento

El recurso solar tiene una serie de circunstancias operativas que provocan que la demanda de electricidad esté desacoplada con la disponibilidad de dicho recurso: es un recurso variable en función del día y la hora del emplazamiento, ya que depende de la climatología y no se puede aprovechar durante las horas nocturnas. Por este motivo, es interesante la posibilidad del almacenamiento para tratar de compensar dicha variabilidad [28].

Si bien la radiación solar como tal no puede almacenarse, sí es posible hacerlo con la energía térmica que transporta el fluido caloportador, lo cual permite a la planta operar en periodos de ausencia o alta variabilidad de la radiación solar. En la actualidad, la solución más viable para conservar esta energía térmica es mediante el almacenamiento del calor sensible de sales fundidas en dos tanques [28], el cual se describe en el siguiente párrafo. Otras formas de almacenamiento son en forma de calor latente, basado en la transferencia de calor que se produce cuando el material cambia de estado, y el almacenamiento termoquímico, que actualmente está en fase de desarrollo [44].

El sistema de almacenamiento de calor sensible consiste en dos grandes depósitos térmicos, uno caliente y otro frío. De esta forma, el fluido de trabajo caliente saliente del receptor se dirige al depósito o tanque caliente, el cual se mantiene al nivel térmico requerido por el ciclo de potencia durante un periodo determinado. Por su parte, en el depósito o tanque frío se acumula el fluido térmico enfriado, que ha agotado su capacidad para ceder calor y vuelve al receptor, a la menor temperatura posible. Debido a la existencia de estos dos tanques, el tanque caliente puede acumular calor cuando la producción solar supera la demanda [44].

En la Figura 3.12 puede observarse un esquema de una central de receptor central con sistema de almacenamiento de sales fundidas.

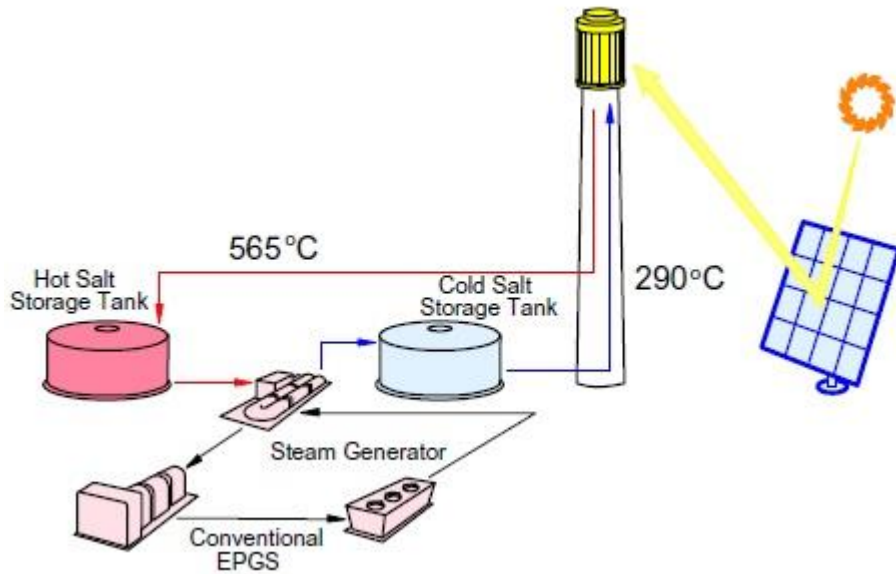


Figura 3.12: Esquema de Planta de Receptor Central con almacenamiento de sales fundidas [46]

De esta manera, en caso tener almacenamiento, la central se diseña para proporcionar una potencia de diseño, inferior a la potencia total que es absorbida por el receptor. El cociente entre la potencia térmica absorbida por el fluido en el receptor y la potencia térmica pico requerida por el sistema turbina-generador define un parámetro denominado múltiplo solar (MS) [40], que nos da una idea del sobredimensionamiento que hace posible dicho almacenamiento:

$$MS = \frac{P_{receptor}}{P_{sistema\ turbina-generador}} \quad (3.1)$$

Se define asimismo la capacidad de almacenamiento como el tiempo, en horas, que un sistema de almacenamiento puede soportar el funcionamiento del sistema a plena potencia. Existe de esta manera una combinación óptima de múltiplo solar y capacidad de almacenamiento. Los valores típicos que se manejan oscilan para el múltiplo solar oscilan entre 1,2 y 1,8, lo cual correspondería a tiempos de autonomía de la planta a plena carga de 3 y 8 horas respectivamente, si bien este valor depende de la radiación anual disponible [40].

Entre las ventajas que presentan las centrales de receptor central con almacenamiento térmico destacan el mayor factor de utilización, la elevada eficiencia energética, un menor coste relativo por unidad producida, un mayor número de horas de operación de la turbina en condiciones nominales, una reducción del número de ciclos de parada y arranque del sistema de generación y la posibilidad de generar electricidad de manera más predecible, programable y segura [41].

En la Figura 3.13 se ha añadido una gráfica en la que se puede apreciar la relación entre el múltiplo solar y el factor de utilización para la central Solar One (Barstow, California), aunque conviene mencionar que si bien esta relación efectivamente existe entre ambos parámetros, el múltiplo solar es una variable de diseño, mientras que el factor de capacidad es un parámetro de funcionamiento, es

decir, el primero es un parámetro fijo mientras que el segundo puede variar debido a factores externos, tales como paradas técnicas o periodos de baja insolación [40].

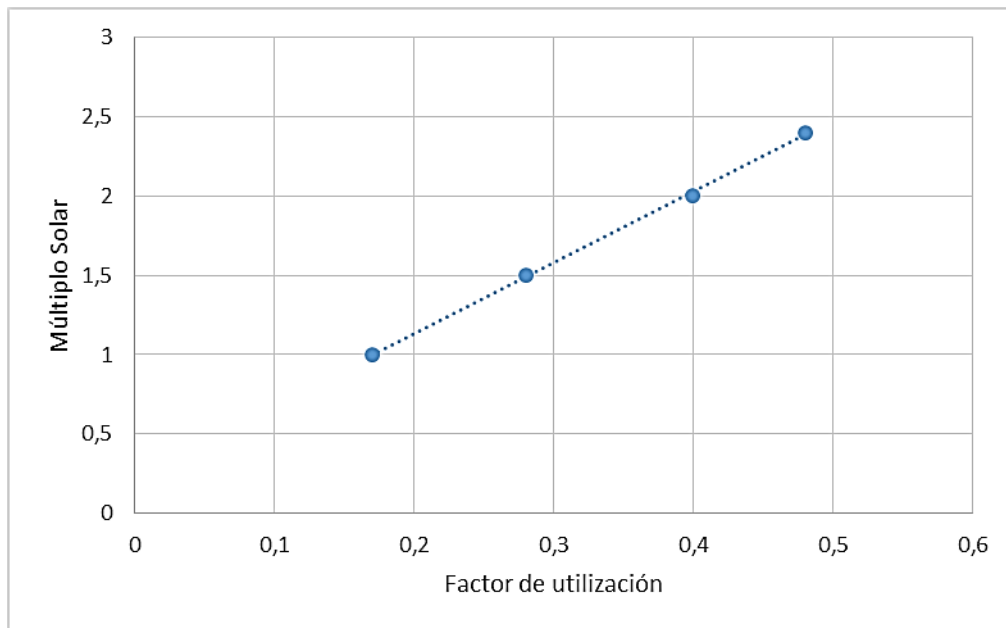


Figura 3.13: Múltiplo Solar vs Factor de utilización [elaborada a partir de [40]]

Además, si se usan sales fundidas como fluido caloportador, se obtienen ventajas adicionales, ya que se usa el mismo fluido de transferencia de calor en el receptor que para el almacenamiento y la temperatura que pueden alcanzar las sales fundidas es mucho mayor que con otras tecnologías, alcanzándose temperaturas superiores a los 540 ° C.

Por el contrario, entre los principales inconvenientes destacan dos: su alto coste inicial y la mayor complejidad tecnológica [28].

3.2.2.5 Bloque de potencia y de conversión a la red

El último de los subsistemas que hemos de analizar es el bloque de potencia y la conversión a la red. El bloque de potencia es el encargado de transformar la energía térmica producida en el receptor en electricidad, con una eficiencia que depende del ciclo termodinámico y de los componentes que actúan. Los tres ciclos termodinámicos más usados son el ciclo Brayton, el ciclo Rankine, y el Ciclo Combinado [28].

Como es el caso que nos ocupa, vamos a hablar del Ciclo Combinado. Algunos estudios indican que un ciclo combinado de turbina de gas hibridado con tecnología solar ofrece muchas ventajas en comparación con los otros conceptos de energía solar. Es más, puede ser competitivo con las centrales de combustibles fósiles. Otros estudios dicen que las plantas solares hibridadas con ciclo combinado son más competitivas económicamente que los sistemas solares únicamente [47]. Por último, hay estudios que revelan que la hibridación del ciclo combinado con sistemas de receptor central mejoraría la hibridación con ciclo combinado desde un punto de vista energético [48].

En cuanto al sistema de conversión a la red, a la salida de la turbina de vapor y de gas se encuentra un generador eléctrico, una subestación eléctrica, las líneas de distribución y transporte y un sistema de respaldo.

El generador eléctrico es el dispositivo encargado de transformar la energía mecánica en eléctrica por la acción de un campo magnético sobre los conductores eléctricos dispuestos sobre una armadura. Por su parte, la subestación eléctrica transforma las tensiones mediante transformadores adecuando los respectivos valores. Las líneas de transporte, que pueden ser aéreas o enterradas, transportan la corriente. Por último, los sistemas de respaldo son normalmente generadores diésel empleados en caso de avería o accidente, que se emplean para poder operar o parar la instalación de forma segura hasta que se solucione el problema [28].

3.2.2.6 *Resumen de la tecnología*

En la Tabla 3.2 se incluye a modo de esquema todos los componentes de una central de receptor central, así como los diferentes tipos de cada elemento que se han comentado a lo largo de este Capítulo. Además, se ha señalado con una “X” cada componente elegido que formará parte de la central que se tendrá en cuenta en los Capítulos sucesivos.

CAMPO DE HELIOSTATOS		RECEPTOR CENTRAL			FLUIDO CALOPORTADOR				SISTEMA DE ALMACENAMIENTO	
Campo Norte	Campo Circular	Cavidad	Externo	Volumétrico	Agua/vapor	Aire	Sales fundidas	Sodio líquido	Con almacenamiento	Sin almacenamiento
X		X					X		X	

Tabla 3.2: Resumen de la tecnología de receptor central

Por tanto, nuestra central de receptor central hibridada con ciclo combinado tendrá una configuración de los heliostatos tipo campo norte, con un receptor de cavidad de sales fundidas, y con un sistema de almacenamiento, cuyo Múltiplo Solar (que será un dato necesario para el dimensionamiento del campo solar) será definido en el Capítulo 4.

CAPÍTULO 4. HIBRIDACIÓN DEL CICLO COMBINADO

4.1 Concepto de una central ISCC (*Integrated Solar Combined Cycle*)

Cuando se comparan con las formas tradicionales de generación de electricidad, los desafíos asociados a las energías renovables están principalmente relacionados con el coste de inversión, para el cual los menores gastos en combustible y en operación y mantenimiento son solo una compensación parcial. El otro aspecto importante es la distribución de esta energía. La naturaleza intermitente de las energías renovables puede superarse con el uso de alguna forma de almacenamiento, como se ha mencionado en el Capítulo 3. Sin embargo, el almacenamiento a gran escala tiene aún muchos aspectos técnicos y económicos que han de ser resueltos. Una alternativa viable para mitigar la situación es la integración de energías renovables, tales como la energía termoeléctrica, con ciclos combinados que resulten en unos costes de inversión reducidos y una aseguración de un suministro ininterrumpido.

En este sentido, uno de los sistemas más prometedores es la integración solar en un ciclo combinado, cuyas siglas en inglés son ISCC (*Integrated Solar Combined Cycle*). Los ciclos combinados convencionales usados para la producción de electricidad, consiguen la mayor eficiencia térmica de entre todas las centrales térmicas y producen una cantidad de emisiones sustancialmente menor. Incluyendo una fuente de calor adicional como la energía solar la eficiencia del sistema se incrementa. Por tanto, las centrales ISCC son una combinación favorable tanto para los ciclos combinados como para las centrales solares [50].

En la Figura 4.1 puede verse un ejemplo de este tipo de centrales en el que, al tener un receptor de tipo volumétrico, la cámara de combustión se ha sustituido por el campo solar para calentar el gas que posteriormente se expande en la turbina de gas y finalmente calienta el vapor del ciclo Rankine.

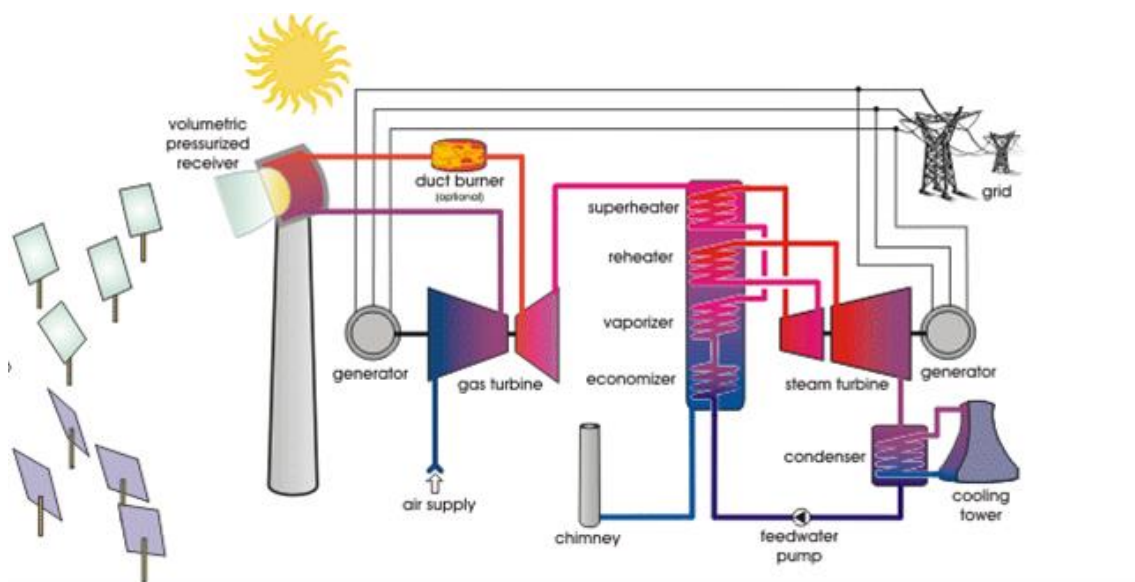


Figura 4.1: Central ISCC con receptor central de tipo volumétrico [49]

Cuando se compara con una central solar independiente, existen numerosas ventajas para el campo solar: el coste de una turbina de vapor en una planta solar independiente es bastante mayor que el coste que resulta de incrementar el tamaño de la turbina de vapor del ciclo combinado, la producción de electricidad aumenta gracias a que la turbina permanece en operación, evitando el tiempo de arranque, y durante la operación solar el vapor producido por la fuente solar compensa las pérdidas típicas de los ciclos combinados cuando la temperatura ambiente es alta.

Por otro lado, la principal discusión existe a la hora de identificar los puntos más apropiados para las transferencias de calor, de forma que conduzcan a una optimización termodinámica del ciclo completo. La integración busca lograr una operación eficiente incluso para aquellos momentos en los que la intensidad de la radiación varía debido a las condiciones climatológicas, hora, día y estación del año.

La estrategia de integración depende del objetivo que se persiga. En este sentido, existen dos opciones comúnmente aplicadas:

- Conseguir potencia extra, de manera que se genera una cantidad de vapor adicional en la central que permite incrementar la producción de potencia de la turbina.
- Reducir la cantidad de combustible empleado, manteniendo constante la potencia generada, mejorando de esta manera el denominado *Heat Rate* (cociente entre la potencia calorífica aportada y la potencia neta extraída).

Cuando se piensa en integrar el campo solar en un ciclo combinado, surgen muchas preguntas: qué tecnología usar, cuánta energía procedente de la tecnología solar debe integrarse en el ciclo combinado o cuál es el mejor lugar del ciclo combinado para inyectar el calor procedente de la tecnología escogida [50].

Como se ha analizado en el Capítulo 3, existen diferentes tecnologías solares. Para saber cómo integrar el vapor que se genera en la tecnología solar correspondiente, han de conocerse las condiciones del vapor generado por esa tecnología, en especial la temperatura máxima alcanzable. De este modo se podrá maximizar el aprovechamiento del campo solar y de los gases de escape calientes procedentes de la turbina de gas simultáneamente. En la Tabla 4.1 puede verse un resumen de la temperatura del vapor para cada tecnología [50].

TIPO DE TECNOLOGÍA	TEMPERATURA MÁXIMA
Receptor Central	Superior a 550 ° C
CCP	Aproximadamente 400 ° C
Fresnel	Inferior a 300 ° C

Tabla 4.1: Rango de temperaturas de las principales tecnologías solares [elaborada a partir de [50]]

De esta manera, podemos clasificar cada tecnología en función de la temperatura que puede alcanzar el fluido de trabajo en alta temperatura (para la tecnología de torre central), media temperatura (para la tecnología CCP) y baja temperatura (para la tecnología Fresnel).

De entre todas las tecnologías solares revisadas, en este proyecto se va a llevar a cabo el estudio de hibridación de un ciclo combinado con la tecnología de receptor central, que en los últimos años ha experimentado un gran crecimiento. Además, la central de ciclo combinado que va a ser objeto de estudio tiene tres niveles de presión y recalentamiento, y se describirá más detalladamente con posterioridad.

Mientras que, por ejemplo, el punto óptimo de hibridación de una central CCP dada la temperatura que el HTF puede alcanzar, según algunos estudios previos, sería la generación de vapor de alta presión saturado que se mezcle con el vapor saturado generado en el calderín del evaporador de alta presión, en el caso de la hibridación de la tecnología de receptor central, gracias a la alta temperatura que se puede alcanzar, se puede generar vapor sobrecalentado de alta presión a más de $550\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual permitiría el aprovechamiento del calor solar directamente en la línea de vapor de alta presión a la salida del sobrecalentador de alta presión. Además, el vapor puede ser recalentado en el receptor solar en vez de recalentarse en el HRSG. Esto permite un impacto mínimo en el HRSG, ya que el sobrecalentamiento y el recalentamiento se llevan a cabo en la caldera solar [50].

La Figura 4.2 esquematiza la hibridación descrita. Las líneas rojas se corresponden con el vapor a la salida del sobrecalentador de alta presión y las líneas verdes con el recalentamiento.

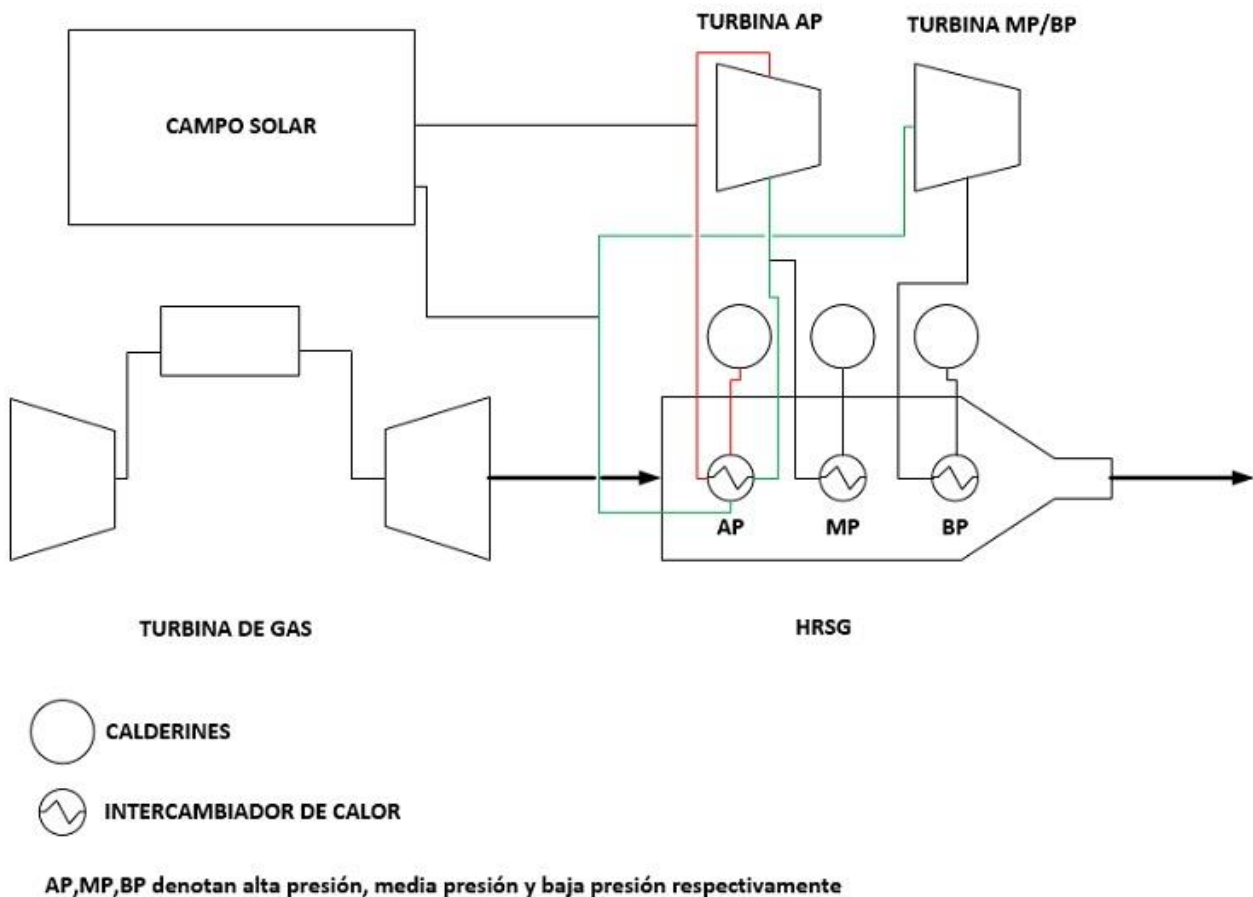


Figura 4.2: Esquema de la propuesta de hibridación con tecnología de receptor central [elaborado a partir de [50]]

4.2 Caso de estudio

4.2.1 Localización de la Central de Ciclo Combinado y situación actual

España se encuentra en una posición geográfica privilegiada para el aprovechamiento de la energía solar, sobre todo la mitad sur y la zona este de la península. Es por eso que se ha decidido realizar la hibridación en una central de ciclo combinada situada en Andalucía, concretamente la central de ciclo combinado de Arcos de la Frontera, en la provincia de Cádiz, propiedad de Iberdrola S.A.

El ciclo combinado de Arcos de la Frontera está formado por dos grupos idénticos monoeje (grupos I y II), con una potencia bruta de 395,6 MW y 379,36 MW, respectivamente, y un grupo de configuración multieje (grupo III), con una potencia bruta de 837,8 MW. El combustible principal que se utiliza es el gas natural, procedente de un gasoducto de derivación del gasoducto de alta presión Tarifa-Córdoba, si bien es posible asimismo utilizar gasoil como combustible auxiliar, pero no se tendrá en cuenta en este proyecto [51].



Figura 4.3: Vista panorámica de la central de Ciclo Combinado de Arcos de la Frontera [52]

Entre los motivos para la elección de esta central de ciclo combinado, además de la alta radiación solar de la zona, están la alta superficie disponible en los alrededores para la instalación de una central de tecnología de receptor central y la delicada situación que actualmente sufren, como se ha mencionado en el Capítulo 2, las centrales de ciclo combinado debido a la complicada coyuntura económica que atraviesa el país en los últimos años y el consiguiente descenso de la demanda, lo cual ha provocado una bajada drástica de la utilización y generación de este tipo de centrales que, además, se han visto en cierto modo desplazadas del respaldo gubernamental del que gozaban hasta hace

algunos años con respecto a las centrales con fuentes de energía renovables.

Por un lado, la superficie disponible en los alrededores de la central de ciclo combinado de Arcos de la Frontera está en torno a los 650.000 m², con una pendiente del terreno que se sitúa en torno a los 0 y 4°, lo cual hace que sea una localización particularmente adecuada para la instalación de un campo de helióstatos y su correspondiente torre solar [53].

Por otro lado, en los últimos años se ha venido produciendo un descenso radical de la generación de esta central, por los motivos que se han mencionado con anterioridad, y que podemos comprobar en la Figura 4.4.

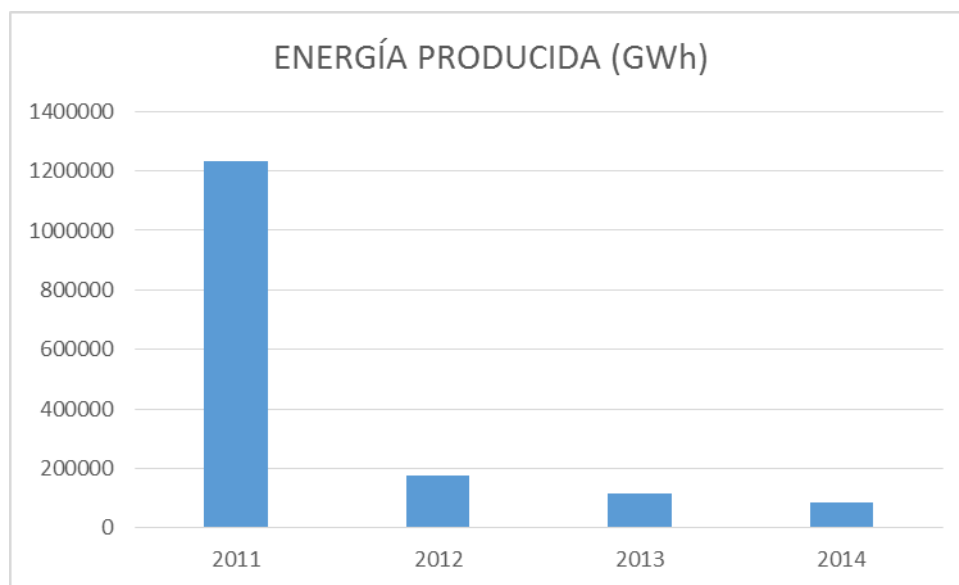


Figura 4.4: Evolución de la producción de potencia de la Central de CC de Arcos de la Frontera [adaptado de [51]]

Debido a este notable descenso de la demanda, Iberdrola S.A. solicitó al gobierno el cierre parcial y desmantelamiento de parte de la planta, concretamente del grupo III, de 800 MW de potencia. Sin embargo el gobierno, a instancias de Red Eléctrica Española, denegó dicha solicitud alegando que tal medida podría comprometer la seguridad del suministro eléctrico en la zona [54].

4.2.2 Disposición y funcionamiento de los componentes

En este apartado se van a describir primeramente los parámetros característicos de los equipos principales de la planta de ciclo combinado, tales como rendimientos, potencias, temperaturas, presiones, etc., que se han obtenido de la diferente bibliografía. Con todo ello se presentará finalmente el esquema de la planta, diseñado en Microsoft Visio, ofreciendo una visión detallada del ciclo en su conjunto y de todos los elementos que lo componen.

El grupo dispone de una turbina de gas, que trabaja mediante la combustión del combustible (gas natural, como se ha dicho). La expansión de los gases de combustión acciona el generador de energía eléctrica. La turbina de gas consta del compresor, varias cámaras de combustión (agrupadas esquemáticamente en una sola) y la turbina de gas propiamente dicha, con un número variable de etapas de álabes fijos y móviles [51].

La función del compresor es suministrar aire a las cámaras de combustión, y su número de etapas es variable, dependiendo del modelo de turbina de gas. En la mayoría de los modelos actuales la relación de compresión está próxima a 18:1 [51], mientras que en nuestro caso será de 17:1.

En las cámaras de combustión, que trabajan a presión constante y ligeramente inferior a la descarga del compresor, se produce la reacción de combustión entre el combustible (gas natural), que es alimentado a través de los quemadores, y el aire. Los productos de la combustión abandonan la cámara de combustión a temperaturas superiores a los 1100 ° C, y se dirigen hacia la zona de admisión de la turbina de gas. La mayor temperatura del ciclo se presenta precisamente al final del proceso de combustión, y está limitada por la temperatura máxima que los álabes de la turbina son capaces de resistir. Después de mover los álabes de la turbina de gas (expansión), los gases de escape abandonan ésta con una temperatura comprendida entre los 500 y los 600 ° C [51].

En vez de expulsar estos gases calientes residuales a la atmósfera, en una segunda etapa, en la caldera de recuperación o HRSG se produce vapor de agua con el calor residual de los gases de escape de la turbina de gas, antes de evacuarlos a la atmósfera a través de una chimenea. Este vapor de agua es conducido hasta la turbina de vapor, donde la energía del vapor viene transformada en energía mecánica, que a su vez, a través de los alternadores, se convierte en energía eléctrica, que es transformada a 400 kV de tensión en el transformador y enviada a la red eléctrica [51].

El vapor de agua procedente de la última etapa de la turbina de vapor es condensado en el condensador, y el agua es recirculada hasta la caldera de recuperación, donde se reinicia el ciclo. La refrigeración se realiza en un circuito cerrado mediante torres de refrigeración de tipo híbrido (enfriamiento por evaporación parcial del agua por un lado y, por otro, mediante cesión de calor al aire por la batería de tubos en la parte superior de las torres de refrigeración). El agua de refrigeración que compensa las pérdidas por evaporación se toma directamente del Embalse de Guadalcaçín [51].

Como se puede comprobar, el esquema proporcionado por Iberdrola en su Declaración Ambiental (Figura 4.5) es conceptualmente similar al que ha sido descrito en el Capítulo 2 en la Figura 4.5.

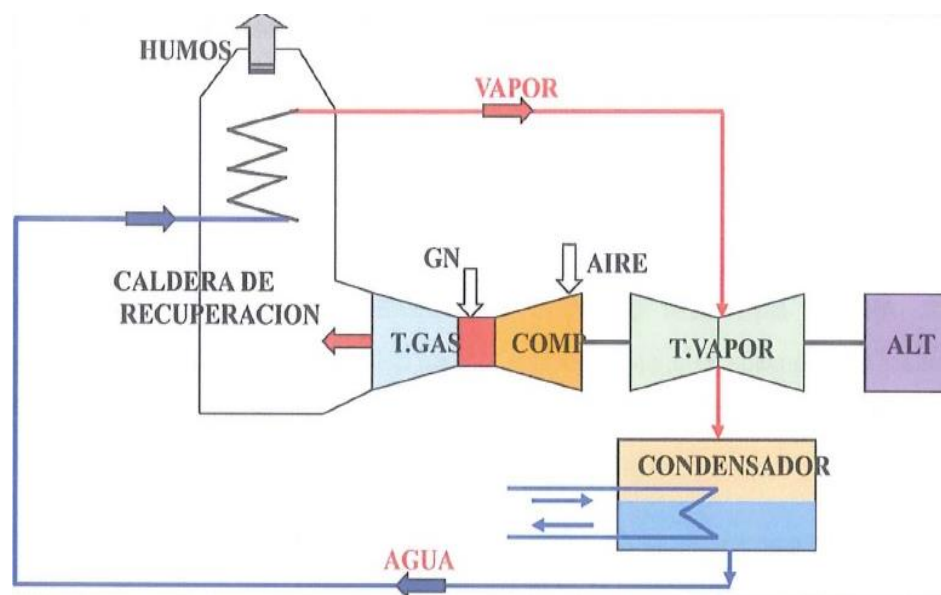


Figura 4.5: Esquema conceptual del Ciclo Combinado facilitado por Iberdrola [51]

Entre los sistemas auxiliares más importantes cabe destacar el sistema de desmineralización del agua, que reduce las sustancias disueltas y en suspensión que contiene el agua, el sistema de dosificación química y el sistema de tratamiento de efluentes, que consigue que todos los vertidos cumplan con las especificaciones requeridas [51].

Los grupos de Arcos I y Arcos II tienen una configuración 1x1 o monoeje, de 400 MW nominales cada uno, con una turbina de gas GE (General Electric) 9FA *Dry Low NOx 2.0* +, con una potencia de 248 MW, una turbina de vapor GE D10 de 136 MW con tres niveles de presión y recalentamiento, un HRSG fabricado por NEM y un condensador fabricado por Alstom situado debajo de la turbina de vapor. La combinación de la turbina de gas y la turbina de vapor mencionadas recibe el nombre de configuración STAG (*STeam And Gas*) 109FA para ciclos combinados según la nomenclatura de General Electric, con una eficiencia del 56.7 % [55].

Por su parte el grupo de Arcos III se corresponde con una configuración STAG 209FB de ciclo combinado multieje 2x1 (2 turbinas de gas y una turbina de vapor), que es una extensión de la tecnología 9 FA. Se compone de dos turbinas de gas GE 9FB de 259 MW nominales cada una, 2 HRSG NEM multipresión, y una turbina de vapor GE D11 de 295 MW. Esta combinación alcanza una eficiencia del 58 % [55].

Sin embargo, nos vamos a centrar en uno de los grupos de configuración monoeje, por su mayor simplicidad, para realizar la hibridación, por lo que vamos a ver los principales parámetros de los componentes del ciclo combinado STAG 109FA.

A continuación vamos a describir los parámetros característicos de los principales componentes del ciclo combinado que se ha elegido como caso de estudio. Los parámetros han sido tomados de la Bibliografía, y nos servirán para poder simular el ciclo con el software *CyclePad*, como se detallará en el siguiente apartado.

Turbina de gas GE 9FA

Número de etapas de compresor	18
Número de etapas de turbina	3
Temperatura gases de escape (° C)	619
Relación de compresión	17:1
Régimen de la turbina (rpm)	3000
Rendimiento Turbina de Gas (%)	36,8
Potencia (MW)	255,6

Tabla 4.2: Parámetros de operación de la turbina de gas [56]

Turbina de vapor GE D10

Este modelo consta de 3 niveles de presión y un recalentamiento (*reheat*), de manera que, por un lado tenemos un bloque de alta/media presión y, por otro, un cuerpo de baja presión, además de los siguientes parámetros de proceso.

Potencia máxima (MW)	136
Número de cuerpos	3
Velocidad de régimen (rpm)	3000
Presión del condensador (bar)	0,0425

Tabla 4.3: Parámetros de operación de la turbina de vapor [56]

Caldera de recuperación (HRSG) fabricada por NEM

Se desconocen los datos exactos, así que se han tomado datos aproximados de la bibliografía en donde se describen HRSGs que funcionan para turbinas de gas y vapor de similares características. Estos datos serán posteriormente introducidos en la simulación.

	Alta presión	Media presión	Recalentamiento	Baja presión
Temperatura vapor sobrecalentado/recalentado (° C)	565	314,4	564,9	300
Presión vapor sobrecalentado/recalentado (bar)	120	27	25,78	4,4

Tabla 4.4: Parámetros de operación del HRSG [57]

A continuación se presenta un esquema, realizado con Microsoft Visio, del diagrama de proceso del ciclo combinado de Arcos de la Frontera, en el que pueden verse con mayor detalle los componentes del ciclo y los datos más importantes (Figura 4.6).

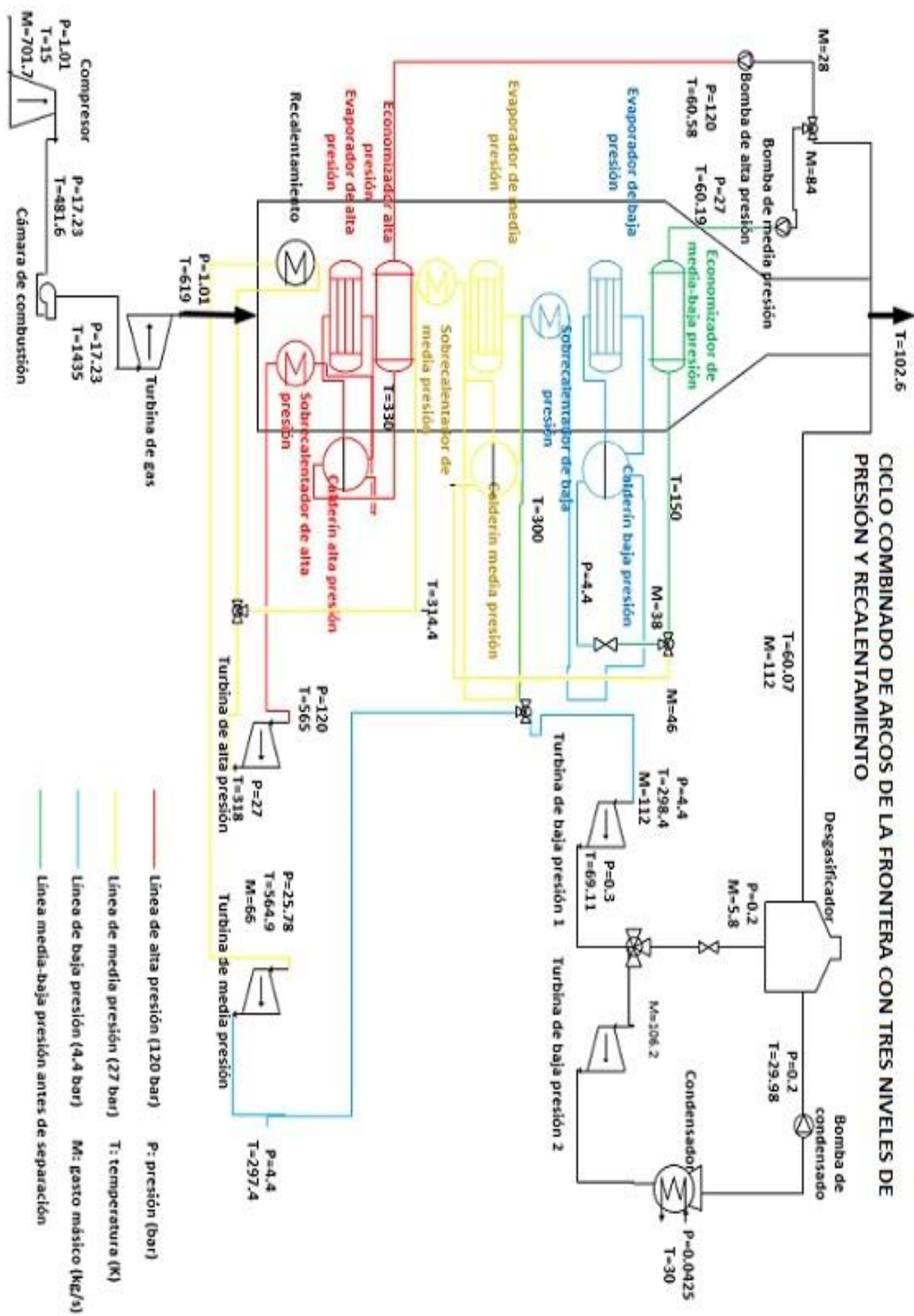


Figura 4.6: Esquema Ciclo Combinado realizado con Microsoft Visio

4.2.3 Simulación de la Central de Ciclo Combinado en CyclePad

CyclePad es un software que permite construir y analizar una amplia variedad de ciclos termodinámicos. Nos ayuda a especificar la estructura de nuestro diseño, analizarlo, indicando las consecuencias de las suposiciones que realizamos y ofreciendo la posibilidad de ejecución de un análisis de sensibilidad para comprender cómo las diferentes elecciones realizadas en el diseño contribuyen a los resultados. A continuación, en la Figura 4.7, se muestra el diseño del ciclo que se ha simulado en CyclePad basado en el esquema de la Figura 4.6.

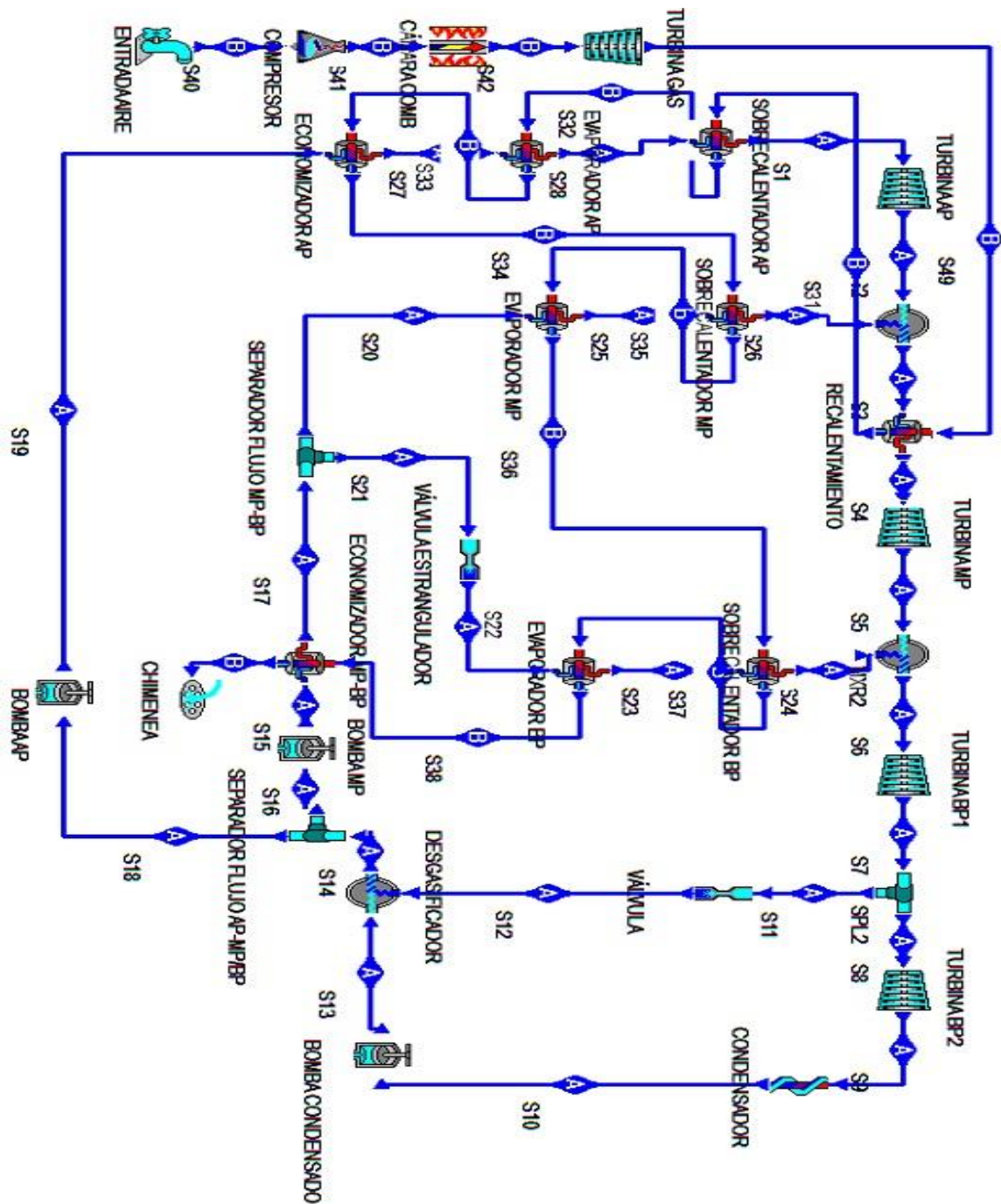


Figura 4.7: Ciclo Combinado modelado en CyclePad

En la Figura 4.7 anterior, el ciclo A se corresponde con el ciclo Rankine y el ciclo B con el ciclo Brayton.

El ciclo Brayton simulado se compone de una entrada de aire (*Source*), un compresor, una cámara de combustión (*Heater*), una turbina, una serie de intercambiadores de calor que simulan la parte del HRSG por la que circulan los gases de escape calientes y un sumidero (*Sink*), que hace las veces de chimenea.

El ciclo Rankine simulado está compuesto por cuatro turbinas, una turbina de alta presión, otra de presión intermedia y dos turbinas de baja. Se utilizan dos turbinas de baja presión para poder representar la parte de vapor que se envía al desgasificador, que permite calentar el agua procedente del condensador y reducir la solubilidad de los gases, eliminándolos. Además, el ciclo simulado consta de 3 bombas (de condensado, de media y de alta presión), 1 condensador (*cooler*), 3 mezcladores de flujo, uno de los cuales representa el desgasificador y los otros dos unen los gastos másicos de cada nivel de presión, 3 divisores de flujo (*splitter*), 2 estranguladores (*throttle*) para reducir la presión y una serie de intercambiadores de calor que representan las partes del HRSG (economizadores, evaporadores, sobrecalentadores y recalentador) por las que circula de agua-vapor.

Para la simulación del ciclo han sido adoptadas las siguientes suposiciones. Por un lado para el ciclo de turbina de gas:

- Temperatura ambiente a la entrada del compresor igual a 15 ° C y temperatura a la salida de la cámara de combustión igual a 1435 ° C.
- Presión atmosférica a la entrada del compresor y a la salida de la turbina de gas igual a 101.325 Pa.
- Gasto másico de aire igual a 701,7 kg/s, el cual se ha tomado de la bibliografía. Además, por simplicidad, se ha supuesto que el gasto másico permanece constante después de atravesar la cámara de combustión, es decir, que la cámara de combustión es un sistema cerrado, ya que el gasto másico de combustible que se introduce es despreciable frente al gasto másico de aire.
- Compresor adiabático, con rendimiento isentrópico igual al 77 %, y turbina adiabática, cuyo rendimiento isentrópico se obtiene a raíz de la simulación.
- Aporte de calor en la cámara de combustión a presión constante.
- Modelo de aire estándar (el aire se comporta como gas ideal caloríficamente perfecto).

Con estas suposiciones, se obtienen los siguientes resultados para el ciclo de gas.

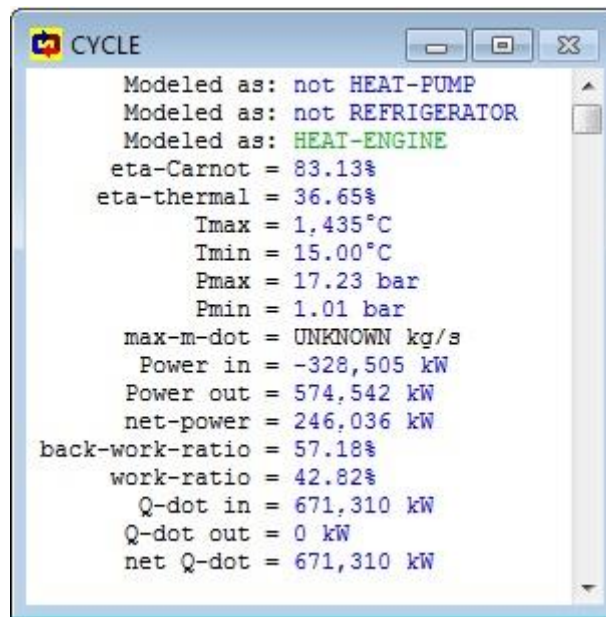


Figura 4.8: Resultados de la simulación del ciclo Brayton

Además, la turbina de gas tampoco será isentrópica, obteniéndose un rendimiento isentrópico de 86,09 %. Podemos observar en la Figura 4.8 que los resultados del rendimiento (*eta-thermal*) y de potencia neta (*net-power*) obtenidos a partir de la simulación son bastante aproximados a los descritos en la Tabla 4.2.

Por otro lado, las suposiciones para el ciclo Rankine que completa el ciclo combinado han sido las siguientes:

- Todas las turbinas y todas las bombas son adiabática e isentrópicas.
- Todos los intercambiadores de calor serán de flujo a contracorriente. Además, todos los intercambiadores de calor se suponen isobáricos (presión constante), tanto para el lado caliente como para el lado frío, excepto el intercambiador de calor que representa el recalentamiento, donde solo se ha supuesto isobárico el lado caliente (aire). Por eso, a la salida del recalentamiento, la presión desciende ligeramente, de 27 a 25,78 bares.
- El condensador también se supone isobárico.
- El desgasificador es modelado como un mezclador, y se supone que trabaja a una presión constante de 0,2 bares, valor que ha sido tomado de la bibliografía. El resto de mezclas también se producen a presión constante.
- Los *splitters* o divisores de flujo, que se emplean para separar caudales, han sido modelados como isoparamétricos, es decir, mismas propiedades para cada uno de los caudales separados. Los *throttle* o estranguladores cumplen la misión de disminuir la presión en determinados puntos del ciclo, y no requieren ninguna suposición.
- Se ha supuesto líquido saturado a la entrada de las bombas y vapor saturado a la salida de los evaporadores.

- Los gastos másicos de cada nivel de presión que se han supuesto han sido obtenidos por iteración, hasta lograr que los parámetros del ciclo simulado se asemejasen a los parámetros reales.

De esta manera, se obtienen los siguientes resultados para el ciclo de vapor:

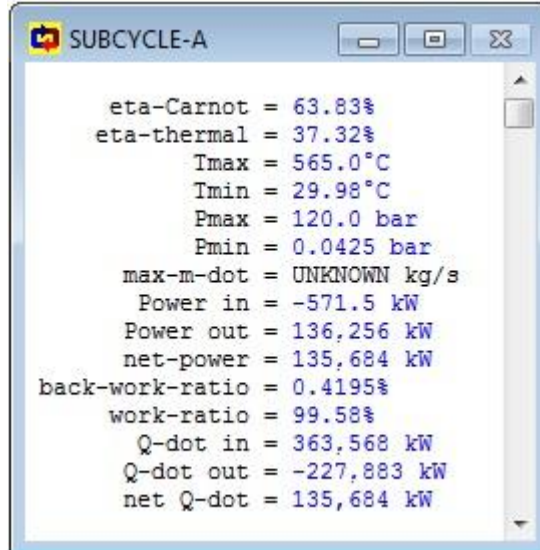


Figura 4.9: Resultados del ciclo Rankine en la simulación del Ciclo Combinado

Se puede comprobar cómo se obtiene una potencia similar (net-power) a la que se refleja en la Tabla 4.3, donde se pueden ver los parámetros característicos de la turbina de vapor. El rendimiento térmico del ciclo obtenido (eta-thermal) también se encuentra dentro del rango habitual de las turbinas de vapor (ver Anexo 9.3) entre 35 y 45 %.

Por último, a continuación se muestran en la Figura 4.10 los resultados obtenidos para el ciclo combinado en la simulación realizada.

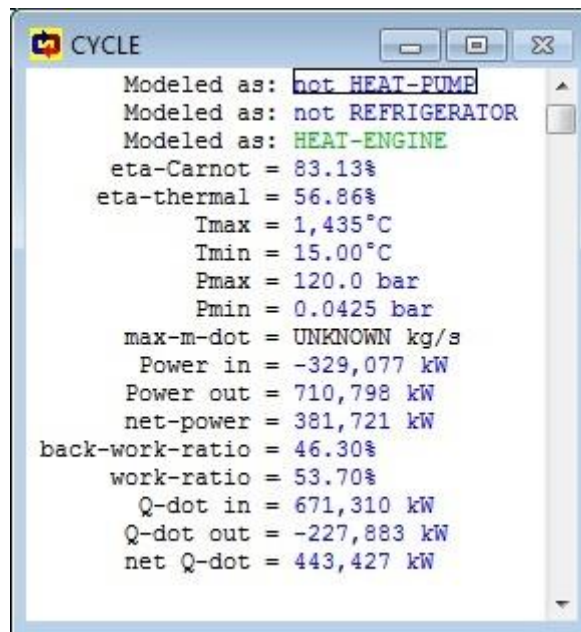


Figura 4.10: Resultados de la simulación del Ciclo Combinado

Una vez más, podemos observar que los datos obtenidos en cuanto a rendimiento y potencia neta son bastante similares a los parámetros operativos que se habían comentado en el apartado anterior.

4.2.4 Descripción de la hibridación

Como se ha mencionado en el apartado 4.1, la hibridación del campo solar se va a simular a la salida del sobrecalentador de alta presión y a la salida del recalentador, ya que la tecnología de receptor central permite alcanzar grandes temperaturas del fluido de trabajo. Además, lo que se pretende con esta hibridación no es producir más potencia de la que produce el ciclo combinado por sí solo, ya que como se ha comentado a lo largo de este proyecto, las centrales de ciclo combinado están infrutilizadas debido al descenso de la demanda, sino producir la misma potencia aproximadamente, pero reduciendo el combustible consumido en la cámara de combustión y cubriendo una parte del calor que se introduce al ciclo con el campo solar, es decir, mejorando el Heat Rate.

Para ello, será necesario modificar algunos parámetros, tales como las temperaturas a la salida de la cámara de combustión y de la turbina de gas, y algunas temperaturas dentro del HRSG. A continuación se muestra la Tabla 4.5, en la que puede verse la comparativa entre el ciclo combinado sin hibridar e hibridado, que nos da una idea del salto entálpico que cubrirá el aporte solar.

	T salida de la cámara de combustión (°C)	T gases de escape (°C)	T salida del sobrecalentador de alta presión (°C)	T salida del recalentamiento (°C)	T gases a la salida de la chimenea (°C)
CICLO SIN HIBRIDAR	1435	619	565	564,9	102,6
CICLO HIBRIDADO	1386	570	450	400	100,6

Tabla 4.5: Temperaturas características de los ciclos sin hibridar e hibridado

A continuación, en la Figura 4.11 se muestra un esquema similar al que se ha realizado para el ciclo combinado sin hibridar, utilizando también Microsoft Visio, en el que se describe gráficamente la central hibridada.

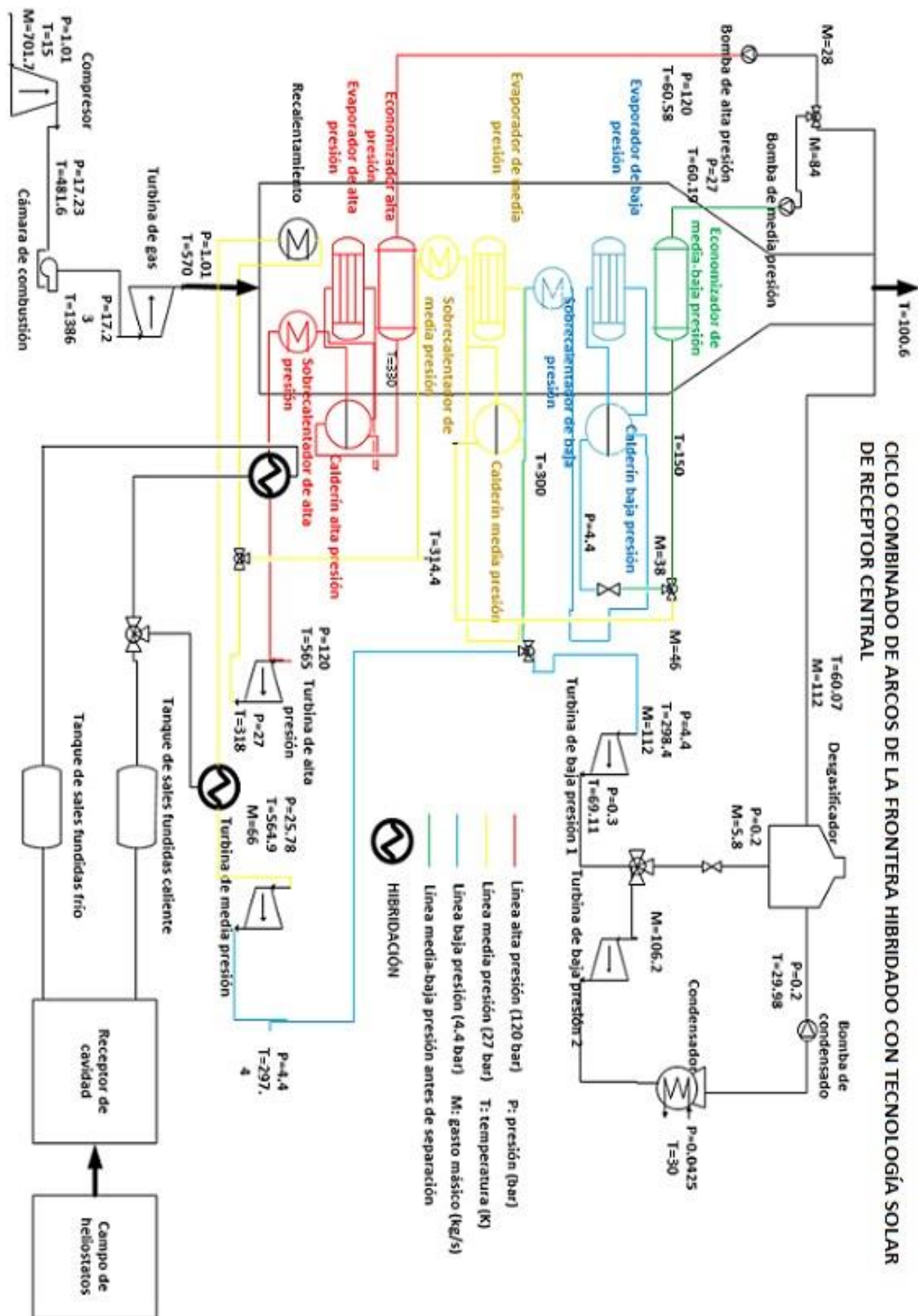


Figura 4.11: Esquema Ciclo Combinado Híbrido realizado con Microsoft Visio

4.2.5 Simulación de la central hibridada en CyclePad

En este caso, la simulación es similar a la que se ha realizado en el caso del ciclo combinado, asumiendo las mismas hipótesis, cambiando los parámetros que se han comentado en el apartado anterior. Además, el aporte solar se ha simulado con la inclusión en el ciclo de dos heaters, uno a la salida del sobrecalentador de alta presión y el otro a la salida del recalentamiento.

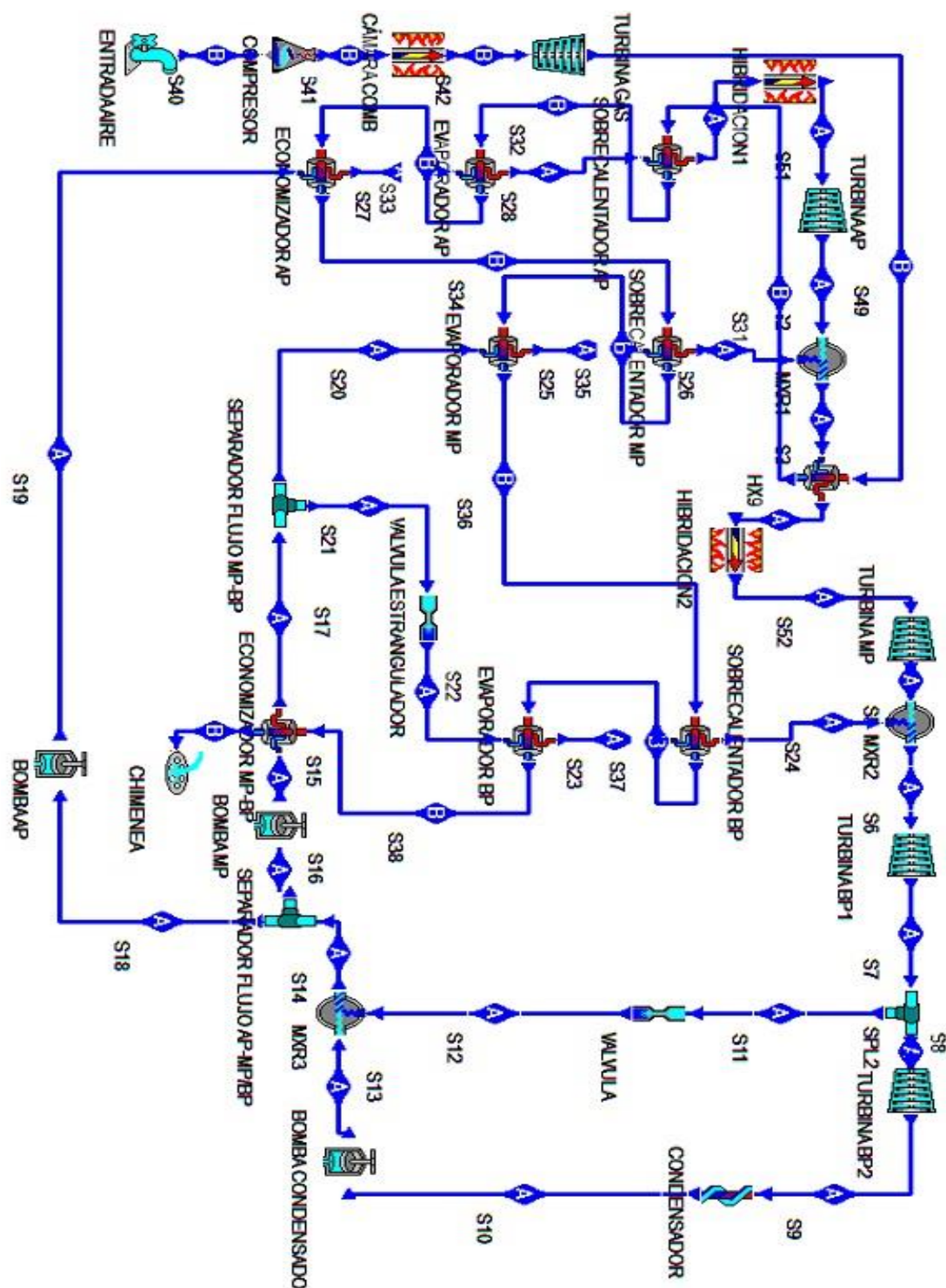


Figura 4.12: Ciclo híbrido modelado en CyclePad

En la Figura 4.13 se muestran los resultados del ciclo hibridado simulado.

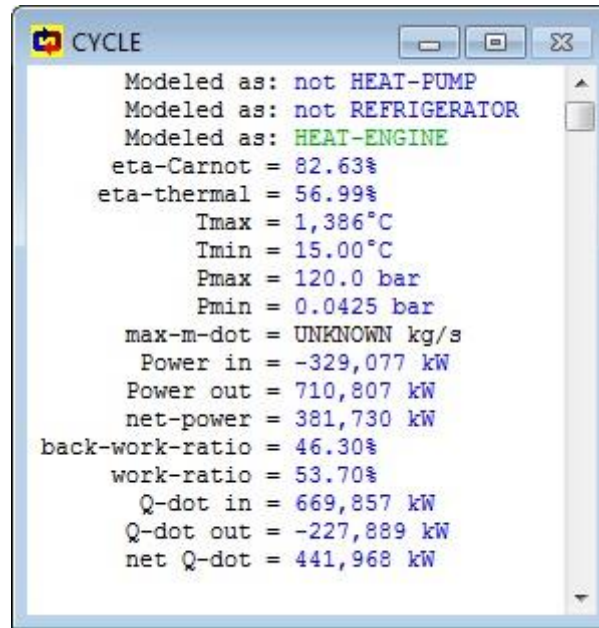


Figura 4.13: Resultados de la simulación del ciclo hibridado

Si se compara con la Figura 4.10, los resultados que se reflejan en la Figura 4.13 son muy similares (ver eta-thermal y net-power), con lo que la producción es prácticamente la misma. Sin embargo, una parte del calor aportado que aparece ha de ser sustraído, ya que es la aportación del campo solar. A continuación se muestran los resultados de los heater que simulan el aporte solar.

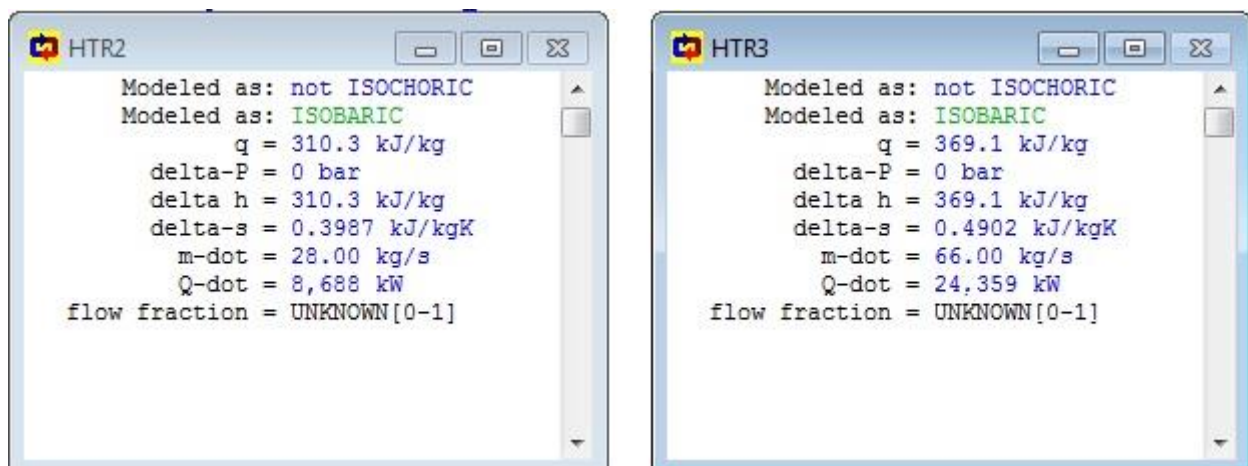


Figura 4.14: Resultados de la simulación del aporte solar

Por tanto, sumando ambas potencias caloríficas ($Q\text{-dot}$), se obtiene que aproximadamente unos 33 MW del calor que se aporta al ciclo proceden de la caldera solar.

4.2.6 Comparación de resultados

A continuación puede verse en la Tabla 4.6 la comparación entre el ciclo sin hibridar y el ciclo hibridado.

	CICLO COMBINADO SIN HIBRIDAR	CICLO COMBINADO HIBRIDADO
Potencia neta generada (MWe)	381,721	381,73
Potencia en la cámara de combustión (MW)	671,31	636,809
Rendimiento (%)	56,86	59,94

Tabla 4.6: Resultados de los Ciclos Combinados sin hibridar e hibridado

Se puede observar cómo la hibridación permite reducir la potencia necesaria en la cámara de combustión, reduciendo el consumo de gas natural para la producción de prácticamente la misma potencia eléctrica, aumentando así el rendimiento del ciclo.

4.3 Dimensionamiento del campo solar

Para dimensionar el campo de heliostatos se tienen en cuenta parámetros tales como la potencia térmica que se aporta al ciclo desde el campo solar, la cual ya hemos calculado (33 MW), la radiación solar directa que incide en el emplazamiento de la central (punto de diseño), el tamaño de los heliostatos, la altura de la torre o la geometría del receptor. Se tomarán como referencia un heliostato, una torre y un HTF reales utilizados en plantas comerciales. Además, se tendrán en cuenta las pérdidas que se producen en el campo solar (heliostatos y receptor) y el múltiplo solar que representa al sistema de almacenamiento. Con todos estos parámetros se procederá a calcular la potencia que debe incidir en el campo solar, el área necesaria que ocuparán los heliostatos y, finalmente, el número de heliostatos necesarios.

Una vez calculados el área del campo solar y el número de heliostatos, en los sucesivos capítulos se realiza el estudio económico, calculando la inversión necesaria y los parámetros que permiten determinar la viabilidad del proyecto y, para finalizar, se realiza el cálculo del ahorro de combustible y de emisiones de CO₂ que se consigue gracias a la hibridación.

4.3.1 Emplazamiento y valores de radiación. Punto de diseño

Como se ha mencionado anteriormente, el área disponible para la instalación del campo de heliostatos y la torre solar, en los alrededores de la Central de Ciclo Combinado de Arcos de la Frontera, es de aproximadamente 650.000 m², con una pendiente de entre el 0 y el 4%, sin riesgo de movimientos sísmicos, inundaciones u otros fenómenos naturales. Se localiza en el término municipal del mismo nombre, con una latitud y longitud de aproximadamente 36°40'21" N y 5°48'58" W, respectivamente [53]. En la Figura 4.15 se muestra un mapa de la localización de la central.

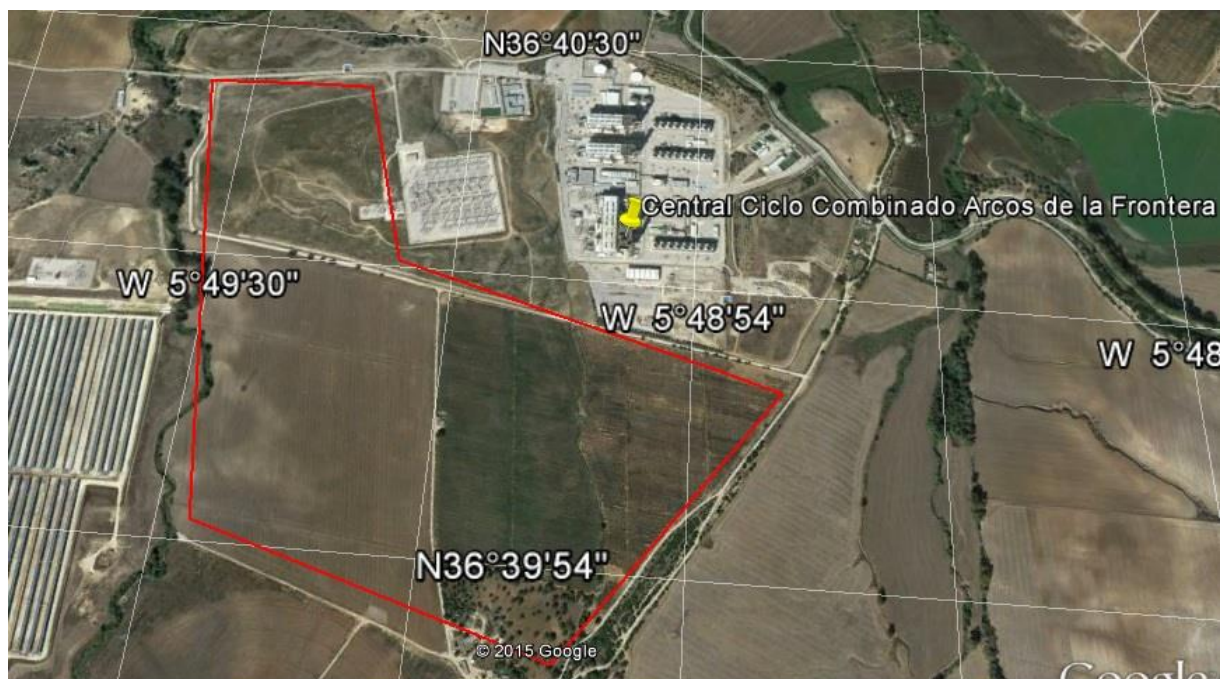


Figura 4.15: Emplazamiento de la central y área disponible para la instalación del campo solar [53]

En el siguiente mapa (Figura 4.16) se puede comprobar que la mitad sur de España representa una zona con alta radiación solar directa, con valores por lo general superiores a los 5 kWh/ m² diarios.

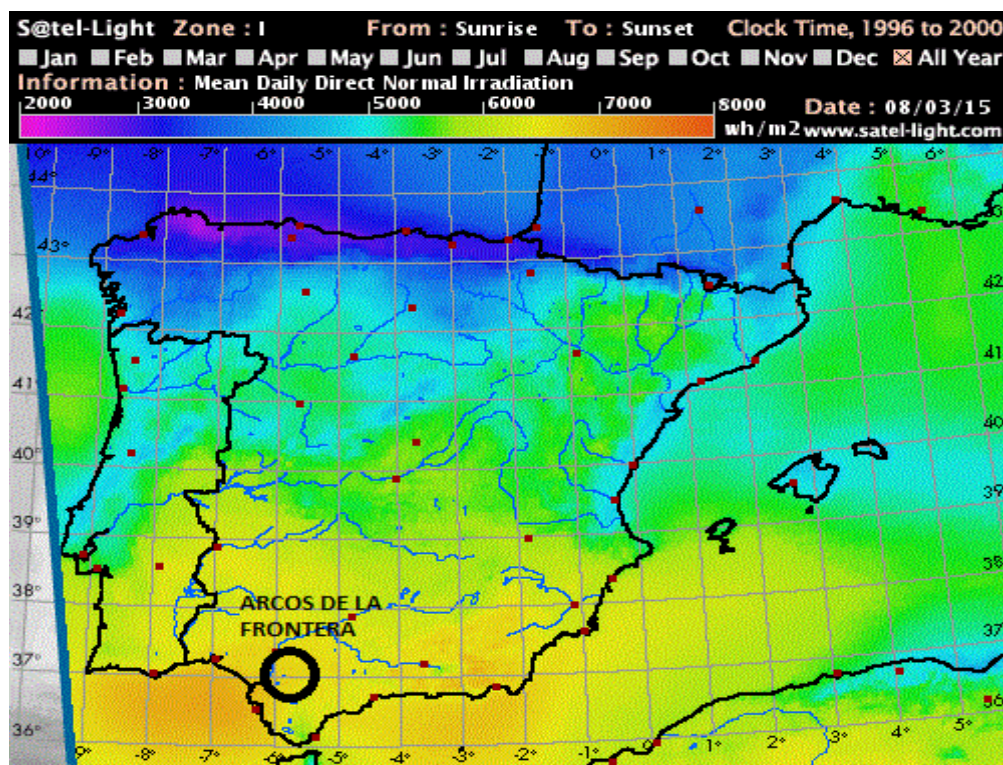


Figura 4.16: Mapa de la radiación normal directa media diaria [58]

Se han investigado diferentes fuentes de información para recabar los datos precisos sobre la radiación directa normal media diaria en la zona donde se localizarían los heliostatos y la torre solar, entre las que destacan la Agencia Andaluza de la Energía, la Comisión Europea (JRC) y la NASA ([59], [60] y [61] respectivamente).

	Radiación Agencia Andaluza (kWh / m ² día)	Radiación JRC (kWh / m ² día)	Radiación NASA(kWh / m ² día)	Temperatura media (° C)
Enero	2,90	4,18	4,31	13,3
Febrero	4,22	5,03	4,95	14
Marzo	4,25	5,6	5,65	16
Abril	5,32	6,23	6,21	17,7
Mayo	6,45	7,39	6,68	20,9
Junio	8,04	8,97	8,08	25,8
Julio	8,36	9,67	8,73	28,2
Agosto	7,15	8,7	8,05	28,7
Septiembre	5,60	6,63	6,48	25,3
Octubre	3,72	5,61	5,01	21,6
Noviembre	3,17	4,69	4,2	16,6
Diciembre	2,14	4,11	3,74	14,1
MEDIA	5,1	6,4	6,01	20,2

Tabla 4.7: Radiación directa normal media diaria según diversas fuentes [59], [60], [61]

Se ha decidido tomar, por tanto, como valor de referencia para la Radiación Solar Directa Media Diaria el valor de la NASA, por encontrarse entre los otros dos valores.

Radiación Directa Media (DNR): 6,01 kWh/m² día = 2193,65 kWh/m² anual

Sin embargo, para llevar a cabo un cálculo con mayor precisión, además del valor medio diario calculado anteriormente, hemos de conocer los datos de radiación horaria y, de esta manera, hallar la hora a la que se tiene la radiación máxima. De esta manera, podremos hallar el denominado **punto de diseño (DNI)**.

El punto de diseño que se va a elegir será para un día de verano, concretamente el 12 de Julio a las 12.00 horas, obteniéndose una radiación solar directa de **890 W/m²**, cuyo valor ha sido obtenido a través de los datos de radiación solar diaria de la agencia andaluza de la energía [59].

4.3.2 Heliostatos y receptor

Para los cálculos de este proyecto se ha seleccionado un heliostato de última generación, denominado ASUP 140, diseñado por Abengoa, utilizado en algunos proyectos desarrollados recientemente, como el proyecto Khi Solar One, en Sudáfrica, que tiene una potencia neta de 50 MWe y 2 horas de almacenamiento o el proyecto Atacama 1 de 110 MWe. Las torres solares de estos proyectos miden 205 y 220 metros, respectivamente. En este proyecto, se tendrá como referencia la torre de 205 metros para el estudio económico [32].

El heliostato ASUP 140, de 140 m² de superficie, basado en el modelo Sanlúcar 120, incorpora una serie de innovaciones que se traducen en una reducción de los costes del campo solar del 30 % aproximadamente. Además, proporciona una protección completa contra la erosión y una mayor resistencia mecánica, y su sistema de seguimiento hidráulico proporciona excelentes niveles de precisión, fiabilidad y una disponibilidad media anual superior al 99 %. Este nuevo heliostato ha sido diseñado para utilizar un nuevo concepto de faceta, que combina un vidrio de 2 mm con una espuma que le aporta la capacidad caloportador: el resultado es un campo solar con niveles de reflectividad superiores al 95 % [32].

Se va suponer que se tiene un receptor de cavidad de sales fundidas, con un sistema de almacenamiento de dichas sales que permite la producción de energía eléctrica en ausencia de radiación solar durante 15 horas, como ocurre con la planta Gemasolar, donde el múltiplo solar que se va a tener en cuenta para el dimensionamiento es igual a 2,25 [33]. Las sales fundidas utilizadas serán la denominadas *Solar Salt*, que tienen una composición del 60 % de NaNO₃ y del 40 % de KNO₃ [44].

4.3.2.1 *Pérdidas en el campo solar. Rendimiento óptico*

Resulta necesario tener en cuenta a la hora de calcular la energía que se puede transferir al fluido térmico una serie de fenómenos que originan pérdidas de energía. Las pérdidas que se producen en la captación pueden distinguirse entre pérdidas geométricas y pérdidas por reflectividad.

Por un lado, las pérdidas geométricas son función exclusiva de la geometría del campo solar, es decir, de las dimensiones y posiciones relativas de los elementos que la integran (heliostatos, torre y receptor), y de la posición del Sol. Pueden distinguirse tres causas para este tipo de pérdidas [62].

- Factor coseno

Son aquellas pérdidas originadas por la reducción del área visible proyectada por el Sol a causa de la inclinación del eje óptico del heliostato con respecto a la trayectoria de los rayos solares, y son proporcionales al coseno del ángulo que forma la normal a la superficie del heliostato con respecto a los rayos solares. Dependen del día y del heliostato.

- Pérdidas por sombras

Incluyen tanto las producidas por unos heliostatos sobre otros como aquellas producidas por la torre o cualquier otro elemento que se halle sobre los heliostatos, causando una reducción del área reflectante útil. También se deben a la posición de Sol y, por tanto, depende de la hora del día y del día del año.

- Pérdidas por bloqueos

Tienen en cuenta la fracción de radiación solar reflejada por los heliostatos que no llega al receptor al verse bloqueada por los heliostatos vecinos, especialmente por aquellos que se sitúan por delante. Como para los otros dos casos, este efecto también depende del momento del día y del año. Este factor y el factor de sombras se engloban habitualmente en un único término que cuantifica ambas pérdidas, denominado factor de sombras y bloqueos.

Por otro lado, las pérdidas por reflectividad se deben a que no se refleja la totalidad de la radiación solar incidente sobre los heliostatos, ya que parte de dicha radiación es absorbida por los materiales

del heliostato. Uno de los aspectos que influyen en el valor de este factor es el grado de limpieza de los espejos, de manera que cuanto mayor ensuciamiento menor reflectividad tendrá el heliostato. Por ello, es importante llevar a cabo un mantenimiento adecuado de los heliostatos para que éstos conserven un buen factor de reflectividad [62].

Además, se producen una serie de pérdidas en la transmisión a través de la atmósfera, por las cuales la radiación solar reflejada por el heliostato en su camino hacia el receptor sufre una atenuación debida a procesos de absorción y dispersión. Esta atenuación, que depende de las condiciones atmosféricas, será mayor cuanto mayor sea la distancia que recorre la radiación reflejada [62].

Por último, el llamado factor de desbordamiento o *spillage* cuantifica aquellas pérdidas que se producen en la captación de la radiación solar concentrada por el receptor, por motivos tales como imperfección en la superficies reflectantes, errores en la dirección de los heliostatos, agrupamiento de la longitud focal de las facetas por motivos de fabricación, que hacen que una parte de la radiación reflejada por el campo de heliostatos que llega a las inmediaciones del receptor no alcance su superficie absorbedora [62].

A partir de todos estos factores de pérdidas se puede definir el rendimiento óptico del campo solar como [62]:

$$\eta_{campo\ solar} = \eta_{cos} \cdot \eta_{sb} \cdot \eta_{ref} \cdot \eta_{ate} \cdot \eta_{sp} \quad (4.1)$$

donde:

η_{cos} corresponde al factor coseno

η_{sb} corresponde al factor de sombras y bloqueos

η_{ref} corresponde al factor de reflectividad

η_{ate} corresponde al factor de atenuación atmosférica

η_{sp} corresponde al factor de desbordamiento o *spillage*

4.3.2.2 Pérdidas en el receptor

En la conversión de la energía radiante en energía térmica, que tiene lugar en el receptor, se producen asimismo una serie de pérdidas [38].

- Por radiación

A su vez, las pérdidas por radiación pueden desglosarse en pérdidas por reflexión, dependientes de la absorptancia de la superficie absorbedora, y en pérdidas por emisión, que depende de la temperatura y de la emisividad de la superficie absorbedora.

- Por convección

Son aquellas pérdidas que se producen desde la superficie absorbedora al entorno, y que son proporcionales a la diferencia de temperatura entre la superficie absorbedora y el ambiente.

- Por conducción

Aquellas pérdidas que ocurren desde el absorbedor a los restantes elementos estructurales y auxiliares que integran el receptor. Son también proporcionales a las diferencias de temperaturas entre el absorbedor y los demás elementos.

De igual manera que sucedía con el campo solar, se puede definir un rendimiento en el receptor que tiene en cuenta todas estas pérdidas.

Por otro lado, se supondrá, en base a otros proyectos similares, que el rendimiento en el intercambiador de calor entre el fluido de trabajo y el vapor del ciclo es del 95 % [44].

4.3.2.3 Balance energético

Cada uno de los procesos descritos en los apartados anteriores, por los cuales se producen pérdidas, lleva aparejados unos rendimientos, que establecen una relación entre la energía de salida y la potencia aportada al proceso.

La Figura 4.17 representa el balance energético típico de los sistemas de receptor central, con valores representativos de cada factor de pérdidas, a partir de los cuales se puede obtener el orden de magnitud del rendimiento global de una planta de este tipo.

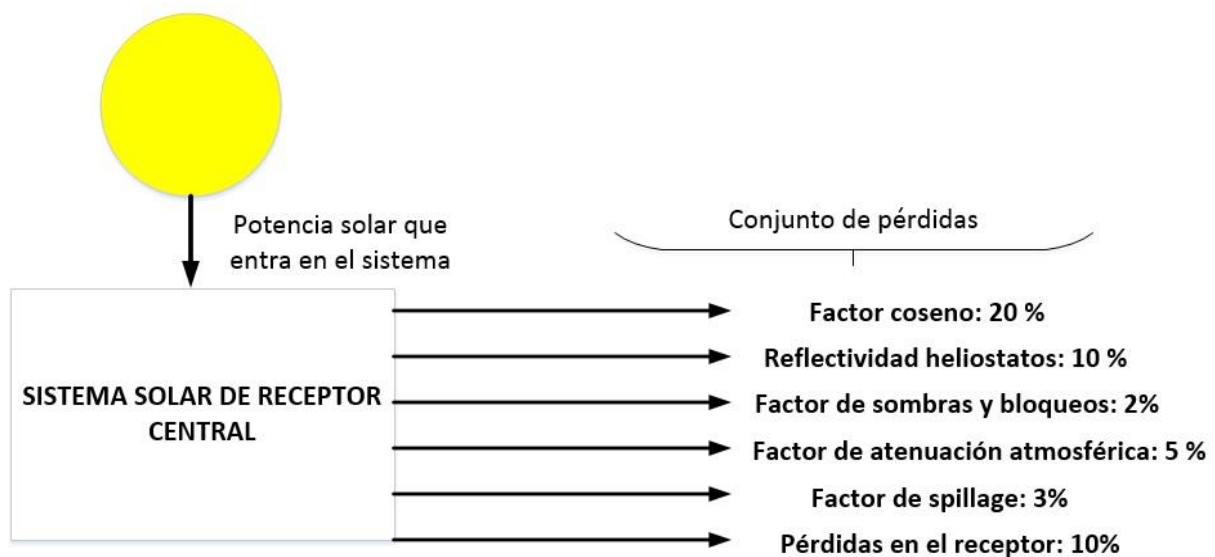


Figura 4.17: Balance energético de una planta de receptor central [elaborado a partir de [63]]

De esta manera, podemos establecer los siguientes rendimientos a partir de la Figura 4.17 anterior:

$$\eta_{cos} = 0,8$$

$$\eta_{sb} = 0,98$$

$$\eta_{ref} = 0,9$$

$$\eta_{ate} = 0,95$$

$$\eta_{sp} = 0,97$$

De esta manera, a partir de la ecuación del rendimiento del campo solar (4.1) tenemos que:

$$\eta_{campo\ solar} = 0,8 \cdot 0,98 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = \mathbf{0,65}$$

Por su parte, el rendimiento en el receptor es, según la Figura 4.17:

$$\eta_{receptor} = \mathbf{0,9}$$

4.3.3 Resultados

4.3.3.1 Potencia en el campo solar

Una vez se han calculado los rendimientos de cada uno de los elementos que componen la instalación solar, y partiendo de la potencia procedente del campo solar que se ha obtenido a través de la simulación en CyclePad del ciclo hibridado (33 MW), se pueden asimismo hallar las potencias en cada componente de la instalación hasta deducir la potencia necesaria en el campo solar.

Por un lado, la potencia necesaria que ha de llegar al intercambiador de calor entre el receptor y el vapor sobrecalentado del ciclo se calcula, conocida la potencia necesaria que se absorbe en el ciclo de vapor, a través del rendimiento de tal intercambiador, que se ha supuesto igual a 0,95.

$$\dot{Q}_{int} = \frac{\dot{Q}_{ciclo}}{\eta_{int}} = \frac{33,047\ MW}{0,95} = 34,786\ MW \quad (4.2)$$

A continuación se puede hallar la potencia necesaria en el almacenamiento con un múltiplo solar igual a 2,25 y un rendimiento del almacenamiento igual a 0,99.

$$\dot{Q}_{almacenam} = \frac{\dot{Q}_{int} \cdot (\text{Múltiplo solar} - 1)}{\eta_{almacenam}} = 43,92\ MW \quad (4.3)$$

Seguidamente, podemos calcular la potencia que debe incidir sobre el receptor de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{receptor} = \frac{\dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{almacenamiento}}{\eta_{receptor}} = \frac{34,786\ MW + 43,92\ MW}{0,9} = 87,45\ MW \quad (4.4)$$

Finalmente, podemos calcular la potencia que debe incidir sobre el campo solar:

$$\dot{Q}_{campo\ solar} = \frac{\dot{Q}_{receptor}}{\eta_{campo\ solar}} = \frac{87,45\ MW}{0,65} = 134,54\ MW \quad (4.5)$$

Por tanto, la potencia solar que debe incidir en el campo solar para producir 33 MW y tener un almacenamiento que permita la operación durante 15 horas sin radiación en nuestro ciclo será de 134,54 MW.

4.3.3.2 Cálculo del área del campo solar y del número de heliostatos

Conocido el punto de diseño o DNI (890 W/m²) y la potencia en el campo solar (33 MW) se puede hallar automáticamente el área del campo solar necesaria y, seguidamente, el número de heliostatos ASUP 140 que deberán instalarse.

$$Area_{campo\ solar} = \frac{\dot{Q}_{campo\ solar}}{DNI} = \frac{134,54\ MW}{890\ W/m^2} = 151.168,54\ m^2 \quad (4.6)$$

Por otro lado, aunque el área del heliostato, como se ha mencionado, es de 140 m², no toda su superficie es reflectante. No ha sido posible averiguar el porcentaje de superficie reflectante respecto al área total para el modelo de heliostato elegido (ASUP 140), así que, como conocemos que su diseño está basado en el heliostato Sanlúcar 120 [32], y sabemos que para este heliostato el porcentaje de superficie reflectante respecto al área total es del 91,6 % [44], se va a suponer que este dato coincide para el heliostato que hemos elegido para nuestro estudio. Por tanto, la superficie reflectante del heliostato será

$$Area\ reflectante_{heliostato} = Area\ total_{heliostato} \cdot 0,916 = 128,24\ m^2/heliostato \quad (4.7)$$

De esta manera, el número de heliostatos necesarios será

$$N^{\circ}\ heliostatos = \frac{Area_{campo\ solar}}{Area\ reflectante_{heliostat}} = \frac{151168,54\ m^2}{128,24\ m^2/heliostat} \cong 1179\ heliostat \quad (4.8)$$

A modo de resumen, en la Tabla 4.8 puede verse un resumen de todos los parámetros relevantes que se han calculado a lo largo del presente capítulo, y que servirán para los cálculos económicos y de emisiones en los capítulos posteriores.

POTENCIA DEL CAMPO SOLAR (MWt)	134, 54
ÁREA DEL CAMPO SOLAR (m²)	151.168,54
SUPERFICIE DEL HELIOSTATO (m²)	140
SUPERFICIE REFLECTANTE (m²)	128,24
NÚMERO DE HELIOSTATOS	1179

Tabla 4.8: Resumen de resultados del dimensionamiento

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS ECONÓMICO

Aunque el recurso de un sistema de energía solar, es decir, la irradiación es gratis, el equipamiento requerido para captarla y convertirla en una forma útil (calor o electricidad) tiene un coste. De esta manera, los sistemas de energía solar están generalmente caracterizados por un coste inicial de inversión alto y bajos costes de operación [64].

En este capítulo, calcularemos el coste de la inversión de los equipos que constituyen la central de receptor central hibridada con el ciclo combinado, en base a los resultados obtenidos en el Capítulo 4. Posteriormente, se hallará el precio de la electricidad generada a través del denominado LCOE (*Levelized Cost Of Energy*) para la central hibridada y sin hibridar, comparando los resultados. Por último, se calcularán una serie de indicadores, tales como el VAN, el TIR y el Pay-back, que servirán para determinar la viabilidad económica de la hibridación.

5.1 Costes de inversión

Hay dos factores que hacen que el análisis de costes de la tecnología de receptor central resulte especialmente complejo. Por un lado, la dificultad para obtener datos económicos, tanto de los proyectos comerciales como de los proyectos de demostración existentes y, por otro, la gran incertidumbre existente sobre el futuro tecnológico de una gran cantidad de los componentes y sistemas en los que se basa la tecnología de torre, tales como el fluido de trabajo, el tipo de receptor, etc.

Los costes de inversión hacen referencia al coste total inicial de implantación de una central termosolar en términos de equipos, materiales y mano de obra de un proyecto “llave en mano”. El análisis de los costes de inversión se basa en los precios de mercado relativos al suministro de los diferentes equipos y materiales necesarios, así como en los costes de montaje y el beneficio de los proveedores de ingeniería, aprovisionamiento y construcción de la central [30].

La obtención de los costes de los diferentes componentes se ha tomado de la bibliografía, concretamente del estudio técnico PER 2011-2020, Evaluación del potencial de la energía solar termoeléctrica, llevado a cabo por el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía) [30].

Para estructurar el análisis y la presentación de los resultados se va a realizar un desglose de los tres subsistemas funcionales principales siguientes: captación y concentración de la energía solar, conversión de la energía solar en energía térmica y almacenamiento de la energía térmica.

5.1.1 Coste del heliostato

El sistema de captación de la energía solar, es decir, el heliostato, es el que mayor peso suele tener en el coste total de la central. La fracción más importante de los costes del sistema de captación se asocia a la estructura de soporte de los heliostatos. En segundo lugar se encuentran los mecanismos de seguimiento solar, mientras que los espejos solo representan una pequeña fracción del sistema [30].

Se van a tener en cuenta los valores de la bibliografía y se va a aplicar un descuento del 30 %, dado que el heliostato ASUP 140 tiene ciertas características innovadoras, que se comentaron en el Capítulo 4, que hacen que se abaraten los costes con respecto a los heliostatos anteriores [32].

Espejos	12 €/m ² campo solar	151.168,54 m ²	1.814.022,48 €
Estructuras metálicas	84 €/m ² campo solar	151.168,54 m ²	12.698.157,36 €
Seguidores solares	7000 €/heliostato	1179 heliostatos	8.253.000 €
Movimiento de tierras	10,5 €/m ² campo solar	151.168,54 m ²	1.587.269,67 €
Cimentación	7 €/m ² campo solar	151.168,54 m ²	1.058.179,78 €
Montaje	20 €/m ² campo solar	151.168,54 m ²	3.023.370,8 €
Nave de montaje	5 €/m ² campo solar	151.168,54 m ²	755.842,7 €
TOTAL			29.189.842,79 €

Tabla 5.1: Desglose de los costes del heliostato [30]

Aplicando el 30 % de descuento derivado de las mejoras tecnológicas que supone el uso del heliostato ASUP 140, el precio estimado es de **20.432.889,95 €**.

5.1.2 Coste del receptor y la torre

El segundo de los subsistemas más importantes respecto al impacto en el coste de la inversión es el sistema de conversión de energía solar en energía térmica, es decir el receptor y la torre que lo sostiene. Precisamente la existencia de la torre añade nuevos costes de inversión que no existen en otras tecnologías, ya que, además de la torre, serán necesarios equipos que bombeen el fluido de intercambio (sales fundidas) hasta la altura a la que se encuentra el receptor, tales como tuberías, bombas, válvulas, etcétera [30].

Para hacer el cálculo del coste de estos elementos es necesario estimar la cantidad de fluido de trabajo que necesitamos, teniendo en cuenta el almacenamiento del mismo en los tanques. Conociendo la potencia nominal del almacenamiento (43,92 MW), obtenida en el Capítulo anterior, y las horas de almacenamiento (15 horas), podemos conocer el calor o energía de almacenamiento necesaria.

$$Q_{almacenam} = \dot{Q}_{almacenam} \cdot t_{almacenam} = 43,92 \cdot 15 = 658,8 \text{ MWh} = 2.371.680 \text{ MJ} \quad (5.1)$$

Como se comentó en el Capítulo anterior, el HTF elegido es el denominado *Solar Salt*, cuyas características termodinámicas son las siguientes:

Calor específico a p=cte (J/kg·K)	1443 + 0,172·T (°C)
Densidad (kg/m³)	2090 – 0,636·T (°C)
Viscosidad (Pa·s)	22,714 – 0,12·T (°C) + 2,281·10 ⁻⁴ ·T(°C) ² - 1,474·10 ⁻⁷ ·T(°C) ³
Conductividad térmica (W/m·K)	0,443 + 1,9·10 ⁻⁴ ·T(°C)

Tabla 5.2: Propiedades Solar Salt [44]

Considerando que la temperatura de las sales en el tanque caliente es de 600 °C y la temperatura en el tanque frío es de 300 °C [50], los Cp serán iguales a 1546, 2 J/kg·K y 1494,6 J/kg·K respectivamente. Por tanto, si establecemos un Cp medio igual a:

$$Cp_{medio} = \frac{Cp_{caliente}}{Cp_{frío}} = 1520,4 \text{ J/kg} \cdot K \quad (5.2)$$

Sabiendo que $Q_{almacenam} = m \cdot \Delta h$ y obteniendo $\Delta h = Cp_{medio} \cdot \Delta T = 456.120 \text{ J/kg}$, tenemos que:

$$m = \frac{Q_{almacenam}}{\Delta h} = \frac{2.371.680 \cdot 10^6}{456.120} = 5.199.684,294 \text{ kg} \cong 5.200 \text{ toneladas} \quad (5.3)$$

Una vez conocidos estos datos, podemos calcular el coste del receptor y de la torre:

Fluido de trabajo (sales fundidas)	0,72 €/kg	5.200.000 kg	3.744.000 €
Receptor solar	210 €/kWt nominales en el receptor	87.450 kWt	18.364.500 €
Sistema mecánico (tuberías, válvulas, montaje)	29,17 €/kWt nominales en el receptor	87.450 kWt	2.550.916 €
Sistema de protección contra incendios	540.000 €/unidad	1 unidad	540.000 €
Sistema de inertización	300.000 €/unidad	1 unidad	300.000 €
Obra civil: torre	$801.490 \cdot e^{(0,012 \cdot \text{altura de la torre(m)})} \text{ €}$	205 metros	9.381.289 €
TOTAL			34.880.705 €

Tabla 5.3: Desglose de los costes del receptor y la torre [30]

Sin embargo, los precios en los que se basa el cálculo anterior están basados en precios del año 2010. Para tener en cuenta la evolución de los costes y el previsible abaratamiento que se ha producido vamos a aplicar un porcentaje de descuento [30]. En la Figura 5.1 se muestra la evolución (y, por tanto, reducción) de los costes para el conjunto del sistema de conversión de energía solar en térmica (receptor, torre, etc.) para un escenario optimista y para un escenario conservador.



Figura 5.1: Previsión de la reducción de los costes del sistema de conversión de energía solar en térmica [30]

Como se puede observar en la Figura 5.1, se prevé una reducción entorno al 25 % en un escenario conservador y una reducción del 42 % en un escenario optimista para el año 2015. Por tanto, se va a tomar un valor intermedio, del 33,5 %, para calcular el coste reducido estimado. De esta manera, el coste estimado para el receptor, la torre y el resto de componentes que transforman la energía solar en energía térmica útil es de **23.195.668 €**. Vemos que el coste de estos componentes supera el coste de los heliostatos, lo cual se debe principalmente a la altura de la torre escogida.

5.1.3 Coste del sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento de la energía térmica supone una pequeña parte del coste total de la inversión en la central, ya que, al utilizar el mismo fluido de trabajo que para la conversión de la energía solar en térmica, el coste de las sales fundidas ha sido considerado en el apartado anterior y, por ello, no aparecerá en el desglose de los costes de este sistema. Conociendo la capacidad de almacenamiento de energía del sistema (658,8 MWh), obtenida en el apartado anterior, de la cual depende el coste de cada elemento del sistema, podemos conocer el coste total del almacenamiento

Sistema de trasiego: tanques y tuberías	14,8 €/kWh de capacidad	658.800 kWh	9.750.240 €
Sistema de llenado inicial	1,41 €/kWh de capacidad	658.800 kWh	928.908 €
Obra civil	3,53 €/kWh de capacidad	658.800 kWh	2.325.564 €
TOTAL			13.004.712 €

Tabla 5.4: Desglose de los costes del sistema de almacenamiento [30]

De la misma manera que en el apartado anterior, se tendrán en cuenta las previsiones de evolución y reducción de costes del sistema de almacenamiento. Por ejemplo, la implementación del concepto termoclina conllevaría una reducción en la cantidad necesaria de sales fundidas y, por tanto, una reducción del coste del sistema de almacenamiento.

En la Figura 5.2 se muestra nuevamente un gráfico con la evolución previsible de los costes para dos escenarios, optimista y conservador.

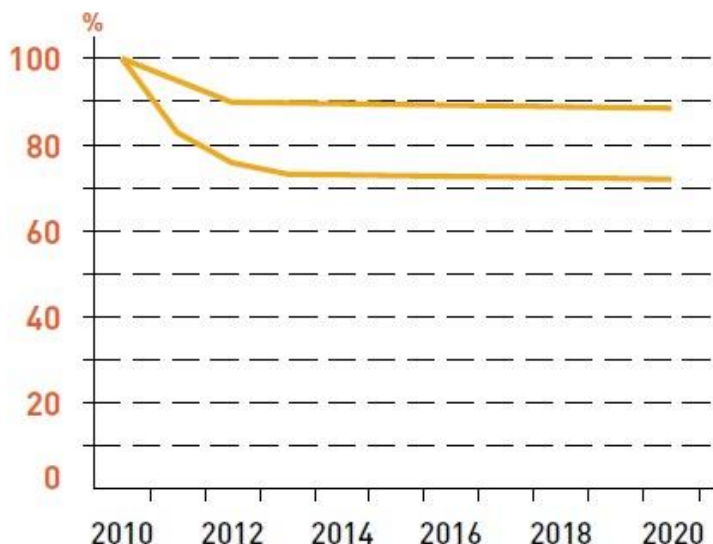


Figura 5.2: Previsión de la reducción de los costes del sistema de almacenamiento [30]

Se puede observar cómo, para un escenario conservador, la reducción estimada se encuentra en torno al 11 %, mientras que para un escenario optimista se sitúa alrededor del 27 % para el año 2015. Va a considerarse, por tanto, un valor intermedio entre ambos, igual al 19 %, de manera que el coste final del sistema de almacenamiento será de **10.533.816,72 €**.

5.1.4 Coste total de la inversión

De esta manera, en la tabla 5.5 se muestra el resumen de los costes de cada sistema y el coste total de la inversión. Sin embargo, en los apartados anteriores no se ha tenido en cuenta el valor temporal del dinero, que varía en función de la inflación que se produce en los países a lo largo del tiempo [64]. En el caso de España, un indicador de la inflación es el llamado IPC (Índice de precios al consumo), que vamos a utilizar para calcular el coste total presente de la inversión.

Estableciendo un periodo entre Enero de 2011 (fecha de los precios utilizados en los apartados anteriores) y Septiembre de 2015, la variación del porcentaje de IPC que se ha producido en ese intervalo temporal es igual al 4.5 % [65].

Coste de los heliostatos	20.432.889,95 €
Coste del receptor y la torre	23.195.668 €
Coste del sistema de almacenamiento	10.533.816,72 €
COSTE TOTAL INVERSIÓN (antes IPC)	54.162.374,67 €
COSTE TOTAL INVERSIÓN (después IPC)	56.599.681,53 €

Tabla 5.5: Resumen de los costes y coste total de la inversión

Por tanto, en la Figura 5.3 podemos observar gráficamente el peso que cada uno de las partes principales del sistema tiene en la inversión. Como se ha comentado, el peso del receptor y la torre es mayor que el peso de los heliostatos debido a la gran altura de la torre que se ha tomado como referencia para el cálculo.

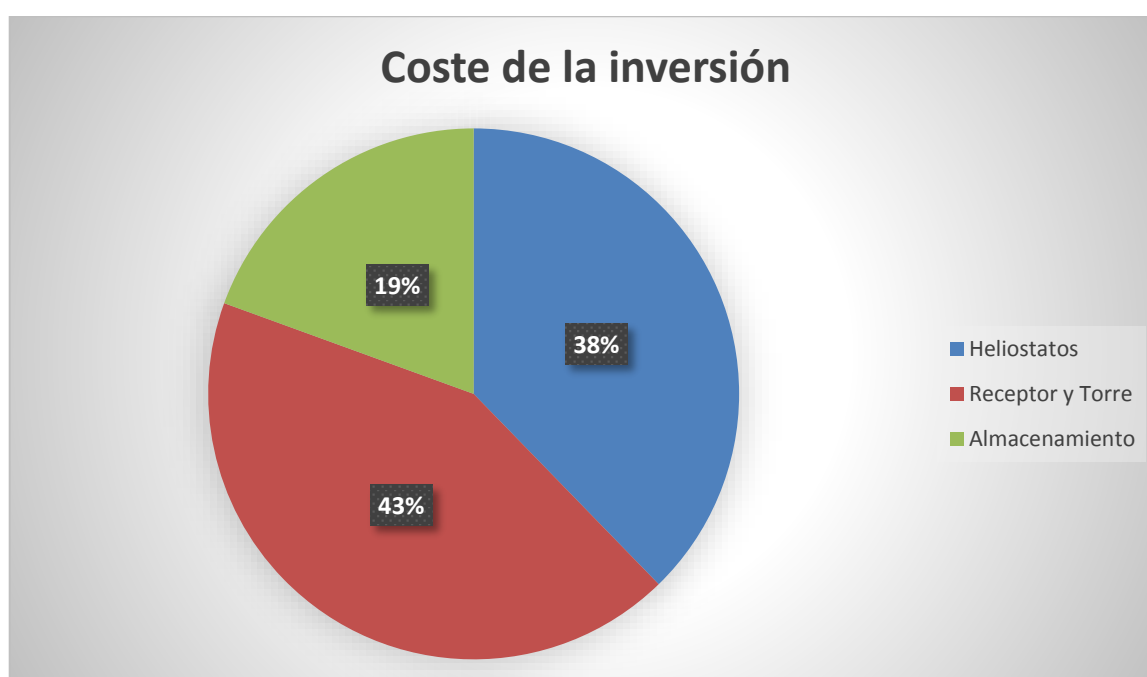


Figura 5.3: Porcentaje de cada parte en el coste total

5.2 Precio de la electricidad generada

Después de calcular la inversión necesaria para instalar la tecnología solar, estamos en disposición de calcular el precio de la electricidad que producimos con la hibridación, pudiendo compararla con el precio de la electricidad sin la hibridación. Para ello, se utilizará el denominado LCOE (*Levelized Costs Of Energy*), también conocido como LEC (*Levelized Energy Cost*), que se define como el coste teórico de generar energía eléctrica.

La expresión del LCOE (5.4) tiene la ventaja de que incluye todos los costes (inversión, combustible y operación y mantenimiento), tanto presentes como futuros, asociados a la instalación. Es una herramienta muy útil, puesto que posibilita la comparación entre distintas tecnologías de producción de electricidad [66].

A continuación se muestra dicha expresión:

$$LCOE = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{I_t + C_{O\&M} + C_{comb}}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_{generada}}{(1+r)^t}} \text{ €/kWh} \quad (5.4), \text{ donde}$$

I_t = Coste de la inversión total realizada

$C_{O\&M}$ = Coste de operación y mantenimiento

C_{comb} = Coste del combustible

r = tasa de descuento

t = vida útil de la instalación

$E_{generada}$ = electricidad producida por la instalación

Por tanto, conocida la inversión en la tecnología solar (alrededor de 56,6 millones de €) y sabiendo que en el ciclo combinado se invirtieron aproximadamente 200 millones de € [52], hemos de calcular los demás costes (operación y mantenimiento, y combustible) para las centrales sin hibridar e hibridada y la energía generada, que será la misma para ambos tipos. Además, se supondrá una tasa de descuento del 8 % y una vida útil de la instalación de 25 años.

Para calcular el coste de operación y mantenimiento se aplicará un porcentaje del 2 % a la inversión total para cada una de las centrales, obtenido a partir de la bibliografía [64]. Por tanto:

	CICLO COMBINADO SIN HIBRIDAR	CICLO COMBINADO HIBRIDADO
COSTE INVERSIÓN (millones de €)	200	256,6
COSTE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO (millones de €)	4	5,132

Tabla 5.6: Coste de operación y mantenimiento

Para calcular el coste del combustible se ha de tener en cuenta el precio del gas natural. El precio del gas natural como materia prima asciende a 2,090841 céntimos/kWh generado, a fecha de 1 de Julio de 2015, según el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía [67]. Además, debe conocerse el número de horas de funcionamiento de la central. Al no encontrarse datos oficiales, se han supuesto 4000 horas de funcionamiento al año en base a otros proyectos [68]. Por tanto, el coste del combustible será función del kWh que se produce en la cámara de combustión de la turbina de gas, siendo previsiblemente menor en el caso del ciclo hibridado, como se muestra a continuación en la Tabla 5.7.

	CICLO COMBINADO SIN HIBRIDAR	CICLO COMBINADO HIBRIDADO CON TECNOLOGÍA DE RECEPTOR CENTRAL
Potencia cámara de combustión (MW)	671,31	636,809
Horas de funcionamiento	4000	4000
Energía anual en la cámara de combustión (GWh)	2685,24	2547,236
COSTE DEL COMBUSTIBLE (millones de €)	56,144	53,25

Tabla 5.7: Coste del combustible

Por último, ha de calcularse la energía producida, que viene dada por la capacidad de la planta y las horas de funcionamiento. La capacidad de la planta es de aproximadamente 381,7 MW según la simulación del Capítulo 4 en CyclePad (tanto para el ciclo combinado como para el ciclo hibridado), y las horas de funcionamiento se han supuesto 4000.

Por tanto:

$$E_{generada} = 381,7 \text{ MW} \cdot 4000 \text{ h} = 1526,8 \text{ GWh} \quad (5.5)$$

De esta manera, podemos calcular el LCOE, que viene calculado para las dos plantas en la Tabla 5.8.

	CICLO SIN HIBRIDAR	CICLO HIBRIDADO
Inversión (millones de €)	200	256
Coste O&M (millones de €)	56,144	53,25
Coste combustible (millones de €)	4	5,132
Energía generada (GWh)	1526,8	1526,8
LCOE (€/kWh)	0,052	0,054

Tabla 5.8: LCOE para el ciclo hibridado y sin hibridar

En comparación con el ciclo sin hibridar, se obtiene un mayor valor en el precio de la energía para el ciclo hibridado debido a la inversión realizada en la tecnología solar, si bien no muy significativo.

5.3 Análisis de viabilidad

El análisis de viabilidad trata de averiguar el éxito o el fracaso de un proyecto, en este caso, en función de la rentabilidad del mismo. Los indicadores tradicionales de la rentabilidad de un proyecto son el VAN (Valor Actual Neto), el TIR (Tasa Interna de Retorno o Tasa Interna de Rentabilidad) y el Periodo de Recuperación (también llamado *Payback*). Además, estos indicadores requieren la estimación previa de los Flujos de Caja (*Cash Flows*) para poder calcularlos. Todos ellos se calcularán a continuación.

5.3.1 Flujos de Caja (Cash Flows)

En términos económicos y financieros, se conoce como flujo de caja a los flujos de entradas y salidas de efectivo en un periodo dado. Es la acumulación neta de activos líquidos en un periodo determinado y constituye un indicador importante de la liquidez de una empresa [69]. En este caso, los flujos de caja relacionan los ingresos obtenidos por la venta de electricidad y los gastos derivados del consumo del combustible y de la operación y mantenimiento.

$$\text{Flujos de Caja} = \text{Ingresos} - \text{Gastos} \quad (5.6)$$

A continuación, en la Figura 5.4 se muestran los precios medios de la electricidad de todos los meses del año 2015, desde Enero hasta Agosto.

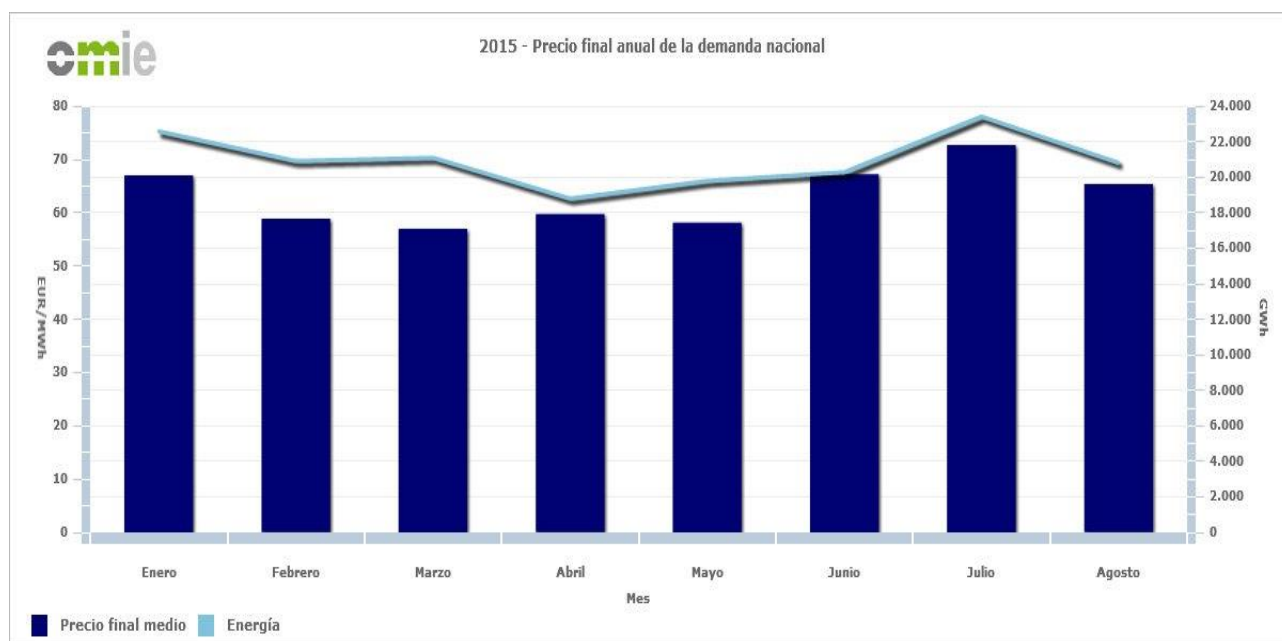


Figura 5.4: Precios medios mensuales de la electricidad [70]

El precio que se va a tomar será la media de estos meses (Enero-Agosto 2015), que es igual a 63,2 €/MWh. De esta manera, los ingresos por la venta de la electricidad serán, conocida la energía generada, iguales a:

$$\begin{aligned} \text{Ingresos} &= \text{Precio electricidad} \cdot E_{\text{generada}} = 63,2 \text{ €/MWh} \cdot 1526,8 \text{ GWh} = \\ &= 96,5 \text{ millones €} \quad (5.7) \end{aligned}$$

Por su parte, los gastos relacionados con la generación de electricidad son aquellos asociados a la operación y mantenimiento de la central, y al combustible empleado.

$$\text{Gastos} = C_{O\&M} + C_{\text{comb}} \quad (5.8)$$

Si bien, por simplicidad, los ingresos y gastos se van a asumir como constantes a lo largo del tiempo, esto no es del todo preciso ya que múltiples factores como el precio de la electricidad, del gas natural, las horas de funcionamiento, etcétera, se ven sometidos a fluctuaciones constantes.

A continuación se muestran en la Tabla 5.9 los flujos de caja para la central de ciclo combinado hibridada y para la central de ciclo combinado sin hibridar.

	CICLO SIN HIBRIDAR	CICLO HIBRIDADO
Ingresos (millones de €)	96,5	96,5
Gastos (millones de €)	60,144	58,382
FLUJO DE CAJA (millones de €)	36,356	38,118

Tabla 5.9: Flujos de caja para los ciclos sin hibridar e hibridado

Como se puede observar, el ciclo hibridado tiene mayor flujo de caja, debido al ahorro de combustible que permite la hibridación con la tecnología solar de receptor central.

Una vez calculados los flujos de caja, pueden calcularse los indicadores de rentabilidad mencionados al principio del presente apartado.

5.3.2 VAN (Valor Actual Neto)

El VAN es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Proporciona una medida de la rentabilidad de un proyecto analizado en valor absoluto, es decir, expresa la diferencia entre el valor actualizado de las unidades monetarias cobradas y pagadas. La expresión del VAN es la siguiente:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{\text{flujos de caja}}{(1+r)^t} - I_t \quad (5.9)$$

Donde todos los parámetros que aparecen en la expresión son conocidos y han sido definidos en el apartado 5.2.

De esta manera son viables e interesa realizar aquellas inversiones que tengan un $VAN > 0$, ya que eso querrá decir que generan más ingresos que gastos. Además, en caso de tener varias inversiones viables, se dará preferencia a aquella con un VAN más elevado.

En este proyecto, el VAN será igual a 150,3, lo cual indica que el proyecto es viable y rentable.

5.3.3 TIR (Tasa Interna de Retorno o de Rentabilidad)

En términos simples, se define como la tasa de descuento con la que el VAN es igual a cero, y también se utiliza como indicador de la rentabilidad y viabilidad de un proyecto. Igual que sucedía con el VAN, a mayor TIR, mayor rentabilidad.

$$VAN = 0 = \sum_{t=1}^n \frac{\text{flujos de caja}}{(1 + TIR)^t} - I_t \quad (5.10)$$

De esta manera, son rentables aquellas inversiones que tengan un TIR superior a la tasa de descuento elegida (8% en nuestro caso).

En nuestro caso, la tasa de descuento del TIR que se obtiene es del 14,33 %, que es superior a la que habíamos escogido, por lo que el proyecto es rentable según este criterio también.

5.3.4 Periodo o plazo de recuperación (Payback)

Es un criterio de valoración de inversiones que permite seleccionar la viabilidad de un proyecto sobre la base de cuánto tiempo se tardará en recuperar la inversión inicial mediante los flujos de caja. Resulta muy útil cuando se quiere realizar una inversión de elevada incertidumbre y queremos hacernos una idea del tiempo que tendrá que pasar para recuperar el dinero invertido y, a partir de ahí, saber cuándo va a empezar a generar beneficios la inversión realizada. La forma de calcularlo es mediante la suma acumulada de los flujos de caja, hasta que ésta iguale la inversión inicial.

Como hemos visto en el apartado 5.3.1, gracias al ahorro de combustible se consiguen obtener mayores beneficios, de manera que el flujo de caja con respecto al ciclo sin hibridar es mayor en 1,762 millones de €. De esta manera, siendo el flujo de caja igual a 38,118 millones de € podemos saber el periodo de recuperación de la inversión total (ciclo combinado más solar) (sin tener en cuenta las fluctuaciones que tendrá el precio de la electricidad y del combustible).

De esta manera, se obtiene que el periodo de recuperación de la inversión es igual a 7 años aproximadamente, si bien es probable que dicho período sea pueda cambiar ante las fluctuaciones de los precios de la electricidad y el posible abaratamiento del coste de esta tecnología si los gobiernos se deciden a incentivar su desarrollo en la próximas décadas, de manera que las empresas del sector apuesten definitivamente por invertir en ella.

5.3.5 Resumen de resultados y conclusiones

En la Tabla 5.10, se muestran los resultados de los apartados anteriores a modo de resumen.

VAN (millones de €)	150,3
TIR (%)	14,33
Payback (años)	7

Tabla 5.10: Resumen indicadores de viabilidad

Por tanto, se puede concluir que el proyecto es viable económicamente porque cumple los criterios de $VAN > 0$ y $TIR > r$, y el periodo de recuperación tiene un valor razonable, si bien existe una gran incertidumbre en cuanto a esta tecnología.

CAPÍTULO 6. AHORRO DE EMISIONES

Una de las razones del éxito de las centrales de ciclo combinado es que son más respetuosas con el medioambiente que el resto de centrales térmicas que utilizan combustibles fósiles. En primer lugar, sus emisiones atmosféricas son menores (en torno a un 40 % menos de CO₂, por ejemplo) y menos contaminantes, si bien éstas han de tenerse en cuenta. En cuanto a vertidos líquidos, el más significativo es el agua de refrigeración del proceso, cuyo aspecto medioambiental más relevante es el aumento de temperatura, mientras que el resto de los vertidos líquidos se depuran antes del vertido final, por lo que medioambientalmente no tienen ningún impacto. En lo que respecta a residuos sólidos, se generan en muy poca cantidad. Por último, la contaminación acústica no es tampoco relevante ya que las turbinas de gas y vapor y la caldera de recuperación de calor se suelen alojar en recintos aislados acústicamente [12].

6.1 Composición del Gas Natural y emisiones atmosféricas teóricas

El gas natural está compuesto principalmente por metano, si bien están presentes otras especies químicas que han de tenerse en cuenta. La composición exacta del gas natural depende asimismo de la procedencia del recurso, entre las que destacan Rusia, Argelia, Noruega, Qatar, Nigeria o Libia como principales países exportadores de gas natural, entre otros. La composición del gas natural que se va a tener en cuenta en este proyecto se ha tomado de la bibliografía, en concreto procedente del Mar del Norte, y es la siguiente.

ESPECIE QUÍMICA	PORCENTAJE
Metano (CH ₄)	92
Etano (C ₂ H ₆)	3,5
Propano (C ₃ H ₈)	0,7
Butano (C ₄ H ₁₀)	0,3
Pentano (C ₅ H ₁₂)	3,5

Tabla 6.1: Composición química del Gas Natural [12]

El principal contaminante de este tipo de centrales es el CO₂ [12], y es el que se va a analizar más detalladamente en este proyecto, calculando el ahorro de emisiones que supone la hibridación. Otros contaminantes secundarios de las centrales de ciclo combinado son los llamados NO_x y SO_x, que en comparación con el resto de centrales térmicas son emitidos en muy baja proporción, y el CO provocado por combustiones deficientes.

6.2 Ahorro de combustible

Para conocer la cantidad de emisiones que es emitida a la atmósfera tanto por la central de ciclo sin hibridar como por la central hibridada es necesario calcular previamente la cantidad de combustible que se utiliza. Para ello, y suponiendo que el rendimiento en la cámara de combustión es prácticamente del 100%, aplicamos la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{gas\ natural} \quad (6.1)$$

Donde PCI es el denominado Poder Calorífico Inferior, que en el caso del gas natural es igual a 39,9 MJ/kg [71].

Dado que conocemos la potencia de combustión (Tabla 4.6) gracias a la simulación realizada en CyclePad, podemos calcular automáticamente la cantidad de combustible que se consume. En la Tabla 6.2 se pueden observar las cantidades de combustibles necesarias para cada caso.

	CICLO SIN HIBRIDAR	CICLO HIBRIDADO
Potencia (MW) en la cámara de combustión	671,31	636,809
Gasto másico (kg/s) de combustible	16,825	15,96

Tabla 6.2: Gastos másicos de combustible para el ciclo combinado sin hibridar e hibridado

Puede verse como es posible el ahorro de 0,865 kg/s de combustible gracias a la hibridación.

6.3 Ahorro de CO₂

Para calcular las emisiones de CO₂ se van a tener en cuenta, por simplificación, las reacciones estequiométricas de cada especie química, es decir, la combustión se realiza con la cantidad teórica de oxígeno estrictamente necesaria para producir la oxidación total del combustible sin que se produzcan inquemados. Como consecuencia, no habrá oxígeno en los gases de escape, pues se consume totalmente en el proceso de combustión [72].

De esta manera, la cantidad de CO₂ total será la suma de las cantidades de CO₂ producidas por la combustión de cada especie química. Por tanto, tras ajustar cada reacción estequiométricamente se calculará la masa de dióxido carbónico de cada reacción y luego se sumarán todas. La masa de CO₂ dependerá en primer lugar de la composición del gas natural (Tabla 6.1), en segundo lugar de las horas de funcionamiento anuales de la central (4000 horas) y, en último lugar de las cantidades de combustible empleadas, lo cual permitirá realizar una comparación entre el ciclo combinado hibridado y sin hibridar y, de esta manera, ver el ahorro de emisiones que se consigue gracias al empleo de la tecnología de receptor central.

Sabiendo el porcentaje de cada especie química (Tabla 6.1) podemos calcular el gasto másico de las mismas a partir del gasto másico total del combustible, a través de la expresión (6.2).

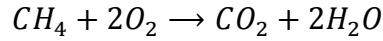
$$\dot{m}_{\text{especie química}} = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot \text{Porcentaje de la especie química} \quad (6.2)$$

En la Tabla 6.3 se puede ver el gasto másico de cada especie química para ambos ciclos.

ESPECIE QUÍMICA	GASTO MÁSICO (kg/s) CICLO SIN HIBRIDAR	GASTO MÁSICO (kg/s) CICLO HIBRIDADO
Metano (CH ₄)	15,479	14,6832
Etano (C ₂ H ₆)	0,589	0,5586
Propano (C ₃ H ₈)	0,1178	0,11172
Butano (C ₄ H ₁₀)	0,0505	0,04788
Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,589	0,5586

Tabla 6.3: Gastos másicos de cada especie química para cada ciclo

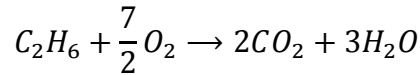
En primer lugar, la reacción de combustión estequiométrica del metano es [72]:



El gasto másico de CO_2 generado por la reacción de combustión del metano es igual a:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO_2} \left(\frac{g}{s} \right) &= \dot{m}_{CH_4} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot \frac{1 \text{ mol } CH_4}{PM_{CH_4} \left(\frac{g}{mol} \right)} \cdot \frac{1 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } CH_4} \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{1 \text{ mol } CO_2} \\ &= \dot{m}_{CH_4} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{PM_{CH_4} \left(\frac{g}{mol} \right)} \quad (6.3) \end{aligned}$$

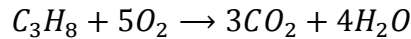
En segundo lugar, la reacción de combustión estequiométrica del etano es [72]:



Análogamente, el gasto másico de CO_2 generado por la reacción de combustión del etano es igual a:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO_2} \left(\frac{g}{s} \right) &= \dot{m}_{C_2H_6} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot \frac{1 \text{ mol } C_2H_6}{PM_{C_2H_6} \left(\frac{g}{mol} \right)} \cdot \frac{2 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } C_2H_6} \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{1 \text{ mol } CO_2} \\ &= \dot{m}_{C_2H_6} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot 2 \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{PM_{C_2H_6} \left(\frac{g}{mol} \right)} \end{aligned}$$

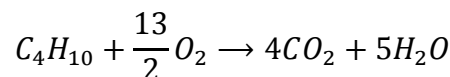
En tercer lugar, la reacción estequiométrica del propano es [72]:



Por su parte, el gasto másico de CO_2 generado por la reacción de combustión del propano es igual a [72]:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CO_2} \left(\frac{g}{s} \right) &= \dot{m}_{C_3H_8} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot \frac{1 \text{ mol } C_3H_8}{PM_{C_3H_8} \left(\frac{g}{mol} \right)} \cdot \frac{3 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } C_3H_8} \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{1 \text{ mol } CO_2} \\ &= \dot{m}_{C_3H_8} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot 3 \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{PM_{C_3H_8} \left(\frac{g}{mol} \right)} \end{aligned}$$

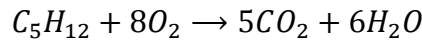
En cuarto lugar, la reacción estequiométrica del butano es [72]:



Análogamente, el gasto másico de CO₂ generado por la reacción de combustión del butano es igual a:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{CO_2} \left(\frac{g}{s} \right) &= \dot{m}_{C_4H_{10}} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot \frac{1 \text{ mol } C_4H_{10}}{PM_{C_4H_{10}} \left(\frac{g}{mol} \right)} \cdot \frac{4 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } C_4H_{10}} \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{1 \text{ mol } CO_2} \\ &= \dot{m}_{C_4H_{10}} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot 4 \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{PM_{C_4H_{10}} \left(\frac{g}{mol} \right)}\end{aligned}$$

Por último, la reacción estequiométrica del pentano es [72]:



Al igual que para las demás especies químicas, el gasto másico de CO₂ generado por la reacción de combustión del pentano es igual a:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{CO_2} \left(\frac{g}{s} \right) &= \dot{m}_{C_5H_{12}} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot \frac{1 \text{ mol } C_5H_{12}}{PM_{C_5H_{12}} \left(\frac{g}{mol} \right)} \cdot \frac{5 \text{ mol } CO_2}{1 \text{ mol } C_5H_{12}} \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{1 \text{ mol } CO_2} \\ &= \dot{m}_{C_5H_{12}} \left(\frac{g}{s} \right) \cdot 5 \cdot \frac{PM_{CO_2} \left(\frac{g}{mol} \right)}{PM_{C_5H_{12}} \left(\frac{g}{mol} \right)}\end{aligned}$$

Teniendo en cuenta las horas de funcionamiento de la central podremos hallar la masa de CO₂, aplicando la siguiente expresión:

$$m_{CO_2}(kg) = \dot{m}_{CO_2} \left(\frac{kg}{s} \right) \cdot \text{horas de funcionamiento} \quad (6.4)$$

En la Tabla 6.4 se muestran los cálculos desglosados para ambos ciclos y para cada especie química, así como la suma total de emisiones, tanto para el ciclo híbrido como para el ciclo sin híbridar.

	CICLO SIN HIBRIDAR	CICLO HIBRIDADO
Gasto másico CO₂ (CH₄) (kg/s)	42,57	40,38
Gasto másico CO₂ (C₂H₆) (kg/s)	1,728	1,639
Gasto másico CO₂ (C₃H₈) (kg/s)	0,3534	0,335
Gasto másico CO₂ (C₄H₁₀) (kg/s)	0,153	0,145
Gasto másico CO₂ (C₅H₁₂) (kg/s)	1,7997	1,707
Gasto másico total CO₂	46,6041	44,206
Horas de funcionamiento	4000	4000
TOTAL MASA CO₂ (toneladas)	671.099	636.566,4

Tabla 6.4: Emisiones de CO₂

Como se puede observar, la hibridación con tecnología solar de torre central permite ahorrar la emisión de aproximadamente **34.532,6 toneladas de CO₂** al año si se consideran 4000 horas de funcionamiento de la central.

CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES

Podemos concluir observando el estudio económico del Capítulo 5 que la hibridación propuesta representa una opción viable económicamente que permitiría incrementar los beneficios a través del ahorro de combustible que supone, si bien existe cierta incertidumbre que disminuirá a medida que la tecnología solar de receptor central se desarrolle y se tengan mayores datos de centrales comerciales. Además, si se produce dicho desarrollo se podrán generar economías de escala que abaraten el precio de los componentes, haciendo más atractiva esta tecnología para los inversores y las empresas del sector.

Por otro lado, medioambientalmente supone una mejora del ciclo combinado sin hibridar, permitiendo el ahorro de casi 35.000 toneladas de CO₂ al año (para 4000 horas de funcionamiento). A medida que la tecnología madure, los precios bajen y se puedan llevar a cabo hibridaciones con una mayor participación del sistema de concentración, el ahorro de emisiones podría incrementarse, lo cual contribuiría a la consecución de los objetivos que se han planteado los Estados y los organismos internacionales de minimización de las emisiones para paliar el calentamiento climático.

Cabe destacar asimismo que esta tecnología de concentración permite la hibridación a altas temperaturas y presiones, de manera que, en comparación con otras, introduce cambios mínimos en los equipos del Ciclo Combinado, tales como el HRSG. Además, al producir la misma potencia, la turbina de vapor no ha de ser modificada.

CAPÍTULO 8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Fernández Salgado, J.M.: “Compendio de energía solar: fotovoltaica, térmica y termoeléctrica (adaptado al Código Técnico de la Edificación y al nuevo RITE)”. AMV Ediciones y Ediciones Mundi-Prensa. Edición 2010.
- [2] <<http://energiaadebate.com/perspectiva-energetica-mundial/>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [3] Karacsonyi, J.G.: “Panorama energético mundial. Un desafío para la ingeniería”. 27 p. España. Octubre, 2005. Disponible en: <<http://www.acadning.org.ar/anales/2005/I%20-%20Incorporaciones/Correspondientes%20en%20eI%20exterior/2.%20Karacsonyi%20-%202005/Conferencia%20Ing.%20Karacsonyi.pdf>> (Último acceso: Octubre, 2015).
- [4] International Energy Agency (IEA). “Executive Summary (Spanish Translation): World Energy Outlook”. 2013. Disponible en: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2013_Executive_Summary_Spanish.pdf> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [5] Comisión Europea. “Política energética y sus desafíos. Contribución de la Comisión al Consejo Europeo”. 22 de Mayo, 2013. Disponible en: <http://ec.europa.eu/europe2020/pdf/energy2_es.pdf> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [6] <<http://www.carbontradewatch.org/carbon-connection-es/que-es-el-protocolo-de-kyoto.html>>. (Último acceso: Septiembre, 2015)
- [7] <<http://newsroom.unfccc.int/es/bienvenida/10-aniversario-del-protocolo-de-kyoto-oportuno-recordatorio-de-que-los-acuerdos-climaticos-funcionan/>>. (Último acceso: Septiembre, 2015)
- [8] <<http://www.unido.org/es/que-hacemos/medio-ambiente-y-energia/el-protocolo-de-montreal.html>>. (Último acceso: Septiembre 2015).
- [9] <<http://www.laenergiadelcambio.com/cumbre-de-paris-2015-retos-y-desafios-del-mundo>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [10] Gil García, G.: “Energías del siglo XXI. De las energías fósiles a las alternativas”. AMV Ediciones y Ediciones Mundi-Prensa. 2008.
- [11] <<http://www.minetur.gob.es/energia/gas/Gas/Paginas/gasnatural.aspx>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [12] García Garrido, S., Ratia Gómez, P., Perea Samper, J.: “Operación y mantenimiento de centrales de Ciclo Combinado”. Ediciones Díaz de Santos. 2008.
- [13] Álvarez Pelgry, E., Balbas Peláez, J.: “El gas natural. Del yacimiento al consumidor: aprovisionamiento y cadena del gas natural licuado”. CIE Inversiones Editoriales Dossat-2000. 1ª Edición. 2003.

- [14] Foro de la Industrial Nuclear Española. “222 cuestiones sobre la energía”. Edición 2001.
- [15] Madrid, A.: “Energías renovables (Fundamentos, Tecnologías y Aplicaciones)”. AMV Ediciones y Ediciones Mundi-Prensa. 1ª Edición. 2009.
- [16] <<http://www.igme.es/Geoterminia/presentacion.htm>> (Último acceso: Octubre, 2015).
- [17] Club Español de la Energía, Instituto Español de la Energía, Biblioteca de la Energía. “El sector energético español y su aportación a la sociedad”. Edición Mayo de 2014.
- [18] <<http://www.energiaysociedad.es/ficha/3-5-regulacion-espanola-de-las-energias-renovables>> (Último acceso: Octubre, 2015).
- [19] <<http://www.energias-renovables.com/articulo/publicada-en-el-boe-la-ley-del-20131227>> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [20] Sabugal García, S., Gómez Moñux, F.: “Centrales térmicas de Ciclo Combinado. Teoría y Proyecto”. Ediciones Díaz de Santos. 2006.
- [21] Escribano, G. “Seguridad Energética: concepto, escenarios e implicaciones para España y la UE”. Diciembre 2006. Disponible en: <http://www.realinstitutoelcano.org/wps/portal/rielcano/contenido?WCM_GLOBAL_CONTEXT=/Elcano_es/Zonas_es/Economia+Internacional/DT33-2006> (Último acceso: Octubre, 2015).
- [22] Red Eléctrica Española (REE). <<http://www.ree.es/es/>> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [23] Pascual Velázquez, A.: “La competitividad de los ciclos combinados en el mercado eléctrico español”, Cuadernos de Energía, Volumen nº 43, pp 60-67, 2014.
- [24] <<http://elperiodicodelaenergia.com/ciclos-combinados-en-espana-o-como-desperdiciar-13-100-millones/>> (Último acceso: Julio, 2015).
- [25] <<http://www.elmundo.es/economia/2015/03/17/5507306822601d08168b4580.html>> (Último acceso: Julio, 2015).
- [26] <<https://www.capitalmadrid.com/2013/2/20/28722/las-electricas-reclaman-a-industria-soluciones-para-las-centrales-de-ciclo-combinado.html>> (Último acceso: Julio, 2015).
- [27] <<http://www.cicloscombinados.com/index.php/principios-de-funcionamiento>> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [28] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid (FENERCOM). Conserjería de Economía y Hacienda de la Comunidad de Madrid.: “Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica”. Madrid, 2012. Disponible en: <<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-tecnica-de-la-energia-solar-termoelectrica-fenercom-2012.pdf>> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [29] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). “Plan de Energías Renovables en España 2005-2010”. Agosto, 2005. Disponible en: <<http://www.idae.es/index.php/idpag.14/relcategoria.1153/reلمenu.12/mod.pags/mem.detalle>> (Último acceso: Septiembre, 2015).

- [30] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). “Evaluación del potencial de Energía Solar Termoelectrica. Estudio Técnico PER 2011-2020”. Madrid, 2011. Disponible en: <http://ida.electura.es/publicacion/296/evaluacion_potencial_energia_solar_termoelectrica>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [31] Gordon, J.M.: “Solar Energy: The State of the Art”. Routledge. 2001.
- [32] Abengoa Solar. <www.abengoasolar.com>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [33] Torresol Energy. <www.torresolenergy.com>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [34] <<http://www.cspworld.org/>>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [35] Behar, O., Khellaf, A., Mohammedi, K.: “A review of studies on central receiver solar thermal power plants”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volúmen 23, pp 12-39, Julio 2013.
- [36] <<http://www.centrales termosolares.com/centrales-receptor-torre>> (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [37] Balado Leal, E.: “Prototipo de campo de colectores solares cilindro-parabólicos para generación de calor a alta temperatura”. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2011.
- [38] Donado Cortés, D.: “Diseño y estudio de viabilidad técnica, económico-financiera y ambiental de una planta termosolar de receptor central”. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2011.
- [39] Solís Ávila, C.A., Gómez Castillo, F., Domecq Sanjuán, A., Sales Rodríguez, E.: “Diseño y estudio de una planta solar termoelectrica con tecnología de torre central”. Proyecto Fin de Máster, Escuela de Organización Industrial (EOI), 2008-2009.
- [40] Romero Álvarez, M.: “Dimensionamiento y análisis de producción anual de un sistema de receptor central”. Máster en Energías Renovables y Mercado Energético 2007-2008. Módulo: Energía Solar Termoelectrica. Escuela de Organización Industrial (EOI).
- [41] Joga López, H.: “Diseño de una planta termosolar de receptor central con sales fundidas como fluido de trabajo y sistema de almacenamiento”. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2012.
- [42] Ho, C.K., Iverson, B.D.: “Review of high-temperature central receiver design for concentrating solar power”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volúmen 29, pp 835-846, Enero 2014.
- [43] González Fuentes, D.: “Estudio de las Diferentes Tipologías de Receptores Volumétricos en Centrales Termosolares”. Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Sevilla, 2013.
- [44] Pareja Relano, I.: “Tecnologías de generación en plantas solares de receptor central: estudio comparativo”. Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2012.
- [45] Vázquez Santana, G.: “Diseño básico de planta solar termoelectrica de 100 kW”. Proyecto Fin de Carrera. Universidad de Sevilla, 2010.

- [46] Ávila-Marin, A.L., Fernández-Reche, J., Téllez, F.M., “Evaluation of the potential of central receiver solar power plants: Configuration, optimization and trends”. *Applied Energy*, Volúmen 112, pp 274-288, Diciembre 2013.
- [47] Antonanzas, J., Jiménez, E., Blanco, J., Antonanzas-Torres, F.: “Potential solar termal integration in Spanish combined cycle gas turbines”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volúmen 37, pp 36-46, Septiembre 2014.
- [48] Franchini, G., Perdichizzi, A., Ravelli, S., Barigozzi, G.: “A comparative study between parabolic trough and solar tower technologies in Solar Rankine Cycle and Integrated Solar Combined Cycle plants”. *Solar Energy*, Volúmen 98 (parte C), pp 302-314, Diciembre 2013.
- [49] <<http://www.madrimasd.org/blogs/energiasalternativas/2011/04/26/131177>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [50] Rao, A.D.: “Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation”. Woodhead Publishing. 1ª Edición, Abril 2012.
- [51] Declaración Ambiental Ciclo Combinado Arcos. Abril 2015. Disponible en: <http://www.iberdrola.es/webibd/gc/prod/es/doc/DA_2008_CC_ARCOS_2009_10_28_accesible.pdf>. (Último acceso: Julio, 2015).
- [52] Iberdrola. <<http://www.iberdrola.es>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [53] Google Earth Pro. (Último acceso: Julio, 2015).
- [54] <<http://www.elmundo.es/economia/2014/04/28/535d10f5268e3e727a8b4572.html>>. (Último acceso: Agosto, 2015).
- [55] Javetski, K.: “Arcos de la Frontera Grupo III Combined-Cycle Plant, Cádiz, Spain”. *Power: Business and Technology for the Global Generation Industry*. Volúmen 150, nº 6, Agosto 2006.
- [56] General Electric. <www.ge.com>. (Último acceso: Agosto, 2015).
- [57] Rayaprolu, K.: “Boilers for Power and Process”. CRC Press. 2009.
- [58] Satel-Light. <<http://www.satel-light.com/core.htm>>. (Último acceso: Julio, 2015).
- [59] Agencia Andaluza de la Energía. <<https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/>>. (Último acceso: Julio, 2015).
- [60] Comisión Europea (JRC). <<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php>>. (Último acceso: Julio, 2015).
- [61] NASA. <<https://eosweb.larc.nasa.gov/>>. (Último acceso: Julio, 2015).
- [62] Collado, F.J., Guallar, J.: “A review of optimized design layouts for solar power tower plants with campo code”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volúmen 20, pp 142-154, Abril 2013.
- [63] Apuntes Curso Sistemas Solares Térmicos de Concentración. CIEMAT. Noviembre, 2009.

- [64] Kalogirou, S.A.: “Solar Energy Engineering. Processes and Systems”. Academic Press. 2ª Edición. Noviembre 2013.
- [65] Instituto Nacional de Estadística (INE). <<http://www.ine.es/welcome.shtml>>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [66] <<http://www.autoconsumamos.com/que-es-el-lcoe-y-como-calcularlo/>>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [67] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. <<http://www.idae.es/>>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [68] Pérez Álvarez, R.: “Estudio termoeconómico para la hibridación solar térmica de una central de ciclo combinado (ISCC).” Proyecto Fin de Grado, Universidad Carlos III de Madrid, 2015.
- [69] <<http://www.expansion.com/diccionario-economico/flujo-de-caja.html>>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [70] Operador del Mercado Ibérico de la Energía (OMIE). <<http://www.omie.es/>>. (Último acceso: Octubre, 2015).
- [71] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.: “Guía técnica: Diseño de centrales de calor eficientes”. Madrid, Junio 2010.
- [72] Vera Coello, M.: “Apuntes asignatura “Combustión y generación de contaminante”. Curso 2011-2012, Ingeniería Industrial Superior especialidad Tecnologías Energéticas, Universidad Carlos III de Madrid.
- [73] Moran, M.J., Saphiro, H.N.: “Fundamentos de Termodinámica Técnica. Segundo Tomo”. Editorial Reverté S.A., 2ª Edición, 1995.
- [74] <<http://www.cicloscombinados.com/index.php/turbinas-de-vapor>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [75] <<http://www.cicloscombinados.com/index.php/calderas-hrsg>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [76] <<http://www.sc.ehu.es/sbweb/energias-renovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [77] <<http://www.adirse.org/energias-renovables/energia-solar-termoelectrica/>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [78] <<http://www.adrformacion.com/cursos/solarter/leccion1/tutorial6.html>>. (Último acceso: Septiembre, 2015).
- [79] <<https://tecnoblogsanmartin.wordpress.com/2011/02/08/horno-solar-de-odeillo-francia/>>. (Último acceso: Junio, 2015).

CAPÍTULO 9. ANEXOS

ANEXO 9.1 Principales fuentes de energía

9.1.1 Energías no renovables

Se conoce como fuentes no renovables a aquellas que se van agotando a medida que son consumidas y que, frecuentemente, se encuentran almacenadas en el subsuelo. El ejemplo más clásico es el petróleo, aunque asimismo cabe destacar el gas natural y el carbón. Estas tres fuentes de energía se encuadran en lo que se conoce como combustibles fósiles, pues son el resultado de restos de seres vivos y plantas que se han almacenado durante millones de años en depósitos de roca donde hubo antes agua y se descompusieron en diferentes condiciones. El petróleo y el gas natural se conocen genéricamente como hidrocarburos, por estar principalmente compuestos de hidrógeno y carbono. El carbón está principalmente compuesto de carbono, siendo su capacidad calorífica proporcional a la cantidad de carbono que posea.

Los combustibles fósiles en general y el petróleo en particular han jugado sin duda un papel fundamental en el sector energético a lo largo del siglo XX y lo que llevamos del XXI. Por eso, las tecnologías relacionadas con la mejora de la producción y con el descubrimiento de nuevos yacimientos han hecho posible cubrir la demanda de energía asociada al crecimiento económico y las necesidades sociales que se han ido planteando.

Por otro lado, existe otra importante fuente de energía no renovable como es la energía nuclear que se basa en la modificación de los núcleos de algunos átomos, proceso en el cual se libera una gran cantidad de energía. Existen dos procesos por los cuales se obtiene energía, el de fisión nuclear, que consiste en la desintegración de ciertos isótopos de uranio o plutonio, y el de fusión nuclear, que consiste en la obtención de átomos de mayor tamaño a partir de pequeños átomos como el tritio, siendo la fisión nuclear el proceso por el cual se obtiene energía en los reactores nucleares comerciales.

Además de ser fuentes agotables, la explotación de fuentes de energía no renovables está dando lugar a graves problemas para el medio ambiente y, como consecuencia, para la salud y bienestar de las personas y del conjunto de seres vivos que pueblan este planeta. Los efectos negativos que este tipo de combustibles está generando van desde la lluvia ácida hasta el calentamiento global producido por el efecto invernadero, pasando por la destrucción de la capa de ozono. Las consecuencias de nuestras acciones presentes sobre los futuros cambios climáticos poseen largos tiempos de espera. Las medidas que se adopten en los próximos 10-20 años influirán profundamente sobre el clima de la segunda mitad del siglo actual y del siguiente. La mitigación deberá entenderse como una inversión, un coste incurrido ahora y en las próximas décadas para evitar el riesgo de consecuencias muy graves en el futuro. Si estas inversiones se realizan acertadamente, los costes serán razonables y, al mismo tiempo, se abrirá una amplia gama de oportunidades de crecimiento y desarrollo [1].

9.1.1.1 Carbón

La energía producida por el carbón, ha sido la más utilizada en los dos últimos siglos, ya que se trata de una materia abundante y relativamente barata, que está uniformemente repartida por el planeta. Sin embargo, de los combustibles fósiles anteriormente mencionados, el carbón plantea en grado superior enormes problemas de contaminación, al ser uno de los principales responsables del cambio climático debido al efecto invernadero. Por eso, actualmente se están desarrollando técnicas de secuestro y almacenamiento de CO₂ que podrían aliviar este problema.

El carbón posee una naturaleza extremadamente compleja puesto que, además de contener carbono e hidrógeno, principales compuestos de los combustibles fósiles que permiten la combustión, contiene además cantidades significativas de oxígeno y nitrógeno, y también cantidades considerables de azufre y trazas de otros elementos no deseables. Asimismo, contiene materiales inertes que carecen de valor combustible y producen escorias, así como algo de humedad.

Dado que carbono e hidrógeno son los componentes principales, sus reacciones con el oxígeno generan los principales productos de combustión: CO_2 y agua. Sin embargo, existen otros productos de combustión, como los NO_x y los SO_x .

Entre los usos principales del carbón encontramos en posición claramente destacada la generación de electricidad, puesto que casi dos tercios del carbón mundial en el año 2000 fueron vendidos para su utilización en centrales térmicas, y en segundo lugar a gran distancia la industria de la siderurgia.

Las principales categorías de carbón se basan en el porcentaje de carbono que contienen (según la clasificación europea), que depende a su vez de la evolución geológica y biológica que ha experimentado el carbón. En orden creciente del porcentaje de carbono que contiene, algunos de los principales tipos de carbón son la turba (entre el 50 y el 55 %), el lignito marrón (entre el 55 y el 75 %), el lignito negro o carbón sub-bituminoso, la hulla (entre el 75 y el 90 %) y la antracita (entre el 90 y el 95 %), que es el que tiene mayor proporción de carbono que puede ser usado como combustible.

Otra clasificación adecuada sería con arreglo al uso potencial al que están destinados. De esta manera encontramos el denominado carbón de vapor (o carbón térmico) usado principalmente para la producción de potencia en centrales térmicas, el carbón de coque utilizado principalmente para la industria del hierro y el acero, o la antracita, destinada al uso directo como combustible sin humo [10].

9.1.1.2 *Petróleo*

El petróleo es uno de los productos dominantes en la economía actual, con enorme trascendencia económica, política, estratégica y militar, formando parte de nuestro patrón de desarrollo.

El crudo de petróleo es esencialmente una mezcla compleja de hidrocarburos de muy diferente composición química, y sus componentes, por tanto, tienen distintas propiedades físicas y químicas, incluyendo diferentes puntos de ebullición. Los aceites del crudo son por sí mismos mezclas muy distintas dependiendo de la parte del mundo de la que se extraen. Esta diversidad de propiedades hace posible la separación de las partes constituyentes del crudo en un proceso conocido como fraccionamiento, que es a su vez la base de lo que se conoce como refinado de petróleo. El refinado de petróleo se define como el proceso a partir del cual se obtienen productos vendibles y útiles a partir del crudo del petróleo.

Existen diferentes maneras de clasificar las fracciones obtenidas a partir del crudo del petróleo, pero uno de los métodos más sencillos de clasificación es aquella que tiene en cuenta las temperaturas de ebullición, produciéndose una división en tres grupos diferenciados:

1. Destilación ligera: abarca productos con puntos de ebullición en el rango de 70 a 200 ° C, y es la más importante de las fracciones del petróleo. Comprende productos tales como la gasolina, los combustibles de las turbinas de aviación y los combustibles de calderas domésticas.

2. Destilación media: el rango viene definido por productos con puntos de ebullición en el rango de 200 a 350 ° C. Los productos más significativos de este grupo son el combustible Diésel y el gasoil utilizado en calderas de calefacción comerciales e industriales.
3. Destilación pesada: hace referencia a aquellos productos del crudo de petróleo con puntos de ebullición superior a los 350 ° C. El combustible Diésel de los grandes motores marinos cae en la mitad de esta fracción. En términos de volumen, el producto más significativo que cae dentro de este rango es el fuel-oil utilizado en centrales térmicas y las calderas industriales de mayor tamaño.
4. Residuales: son las porciones de crudo no conseguido por destilación en condiciones estándar. Son residuos que no resultan inútiles, sino que constituyen algunos de los productos más vitales que se obtienen posteriormente mediante procedimientos de destilación a vapor o al vacío. Entre estos productos, cabe destacar las ceras parafínicas y los aceites de lubricación. Por último, lo que queda es usado como aceites pesados, betunes o coque de petróleo.

Se puede decir que la oferta está muy sesgada hacia la parte pesada del crudo, mientras que la demanda lo está hacia la ligera. Por ello, surgieron técnicas de craqueo o *cracking* que subdividen las moléculas mayores de los hidrocarburos pesados en otras más ligeras. En un principio se desarrolló el denominado cracking térmico que se basa en la aplicación de calor a los destilados pesados y a los residuos. Sin embargo, las técnicas más recientes utilizan el llamado cracking catalítico, reduciendo las temperaturas requeridas y mejorando la adecuación del destilado ligero. Cabe mencionar una variación del cracking catalítico denominado *hidrocracking*, donde la presencia de hidrógeno adicional bajo condiciones extremas de presión y temperatura dispara la cantidad de gasolina obtenible de las fracciones pesadas.

En general, se puede afirmar que cuanto más pesado sea el producto del petróleo que se queme, más probabilidades existirán de que su combustión produzca efectivos perniciosos para el medio ambiente [10].

9.1.1.3 Gas Natural

De los tres combustibles fósiles, el gas natural es sin duda el que jugará un papel fundamental en la transición hacia una economía de energías sostenibles y no contaminantes, ya que es el más limpio de todos ellos.

El gas natural es el combustible fósil que produce menor cantidad de CO₂ por unidad de energía producida. Además, prácticamente no produce otros contaminantes químicos que sí producen el petróleo o el carbón en cantidad considerable, tales como los óxidos de nitrógeno o azufre (NO_x y SO_x), o materiales particulados. El principal peligro que puede surgir de la combustión del gas natural ocurre cuando la combustión es incompleta por falta de oxígeno, originándose monóxido de carbono (CO), que es altamente venenoso [11].

Aunque su composición varía en función del yacimiento, su principal especie química es el gas metano (CH₄), superando comúnmente el 90-95 %. Contiene además otros gases como etano, propano, butano y otros [12].

Los principales usos del gas natural son la calefacción de edificios, los procesos industriales, las centrales eléctricas de alto rendimiento (como las de ciclo combinado), las centrales de cogeneración, como combustible en forma de gas natural comprimido (GNC) o gas natural licuado (GNL) o en pilas de combustible para generar energía eléctrica. Además, su obtención y extracción es más sencilla y

económica si se compara con los demás combustibles [13].

9.1.1.4 *Energía Nuclear*

Como se ha comentado, se puede dividir la energía nuclear en dos tipos: fisión y fusión nuclear. Sin embargo, a día de hoy solo la fisión nuclear puede ser utilizada para la producción de energía de manera comercial, ya que la fusión nuclear se encuentra aún en fase de desarrollo.

Por su parte, la fisión nuclear es una reacción en la cual un núcleo pesado, por ejemplo de uranio, fundamentalmente el isótopo 235, al ser bombardeado con neutrones, se descompone en dos núcleos, cuyos tamaños son del mismo orden de magnitud, con gran desprendimiento de energía y la emisión de dos o tres neutrones. Éstos, a su vez, pueden ocasionar más fisiones al interaccionar con nuevos núcleos fisionables, y así sucesivamente, provocando lo que se conoce como reacción en cadena. Debido a la rapidez con que tiene lugar la reacción nuclear, la energía se desprende mucho más rápidamente que en una reacción química. Esta reacción en cadena ha de controlarse logrando que solo uno de los neutrones liberados produzca una fisión posterior, de manera que el número de fisiones que tienen lugar por segundo sea constante. Este es el principio de funcionamiento en el que están basados los reactores nucleares [14].

Entre los tipos de reactores de fisión térmica más importantes encontramos los de agua a presión (PWR), los de agua en ebullición (BWR), los refrigerados por gas (AGR), los denominados CANDU (Canadian-Deuterium-Uranium) o los reactores rápidos realimentados (FBR). Todos ellos se diferencian básicamente en el fluido que utilizan como refrigerante y como moderador [10].

Por otro lado, la fusión nuclear es aquella reacción en la que dos núcleos muy ligeros se unen para formar un núcleo más pesado y estable, con gran desprendimiento de energía. Para que tenga lugar la fusión, los núcleos cargados positivamente deben aproximarse venciendo las fuerzas electrostáticas de repulsión. La energía cinética necesaria para que los núcleos que reaccionan venzan las interacciones se puede suministrar en forma de energía térmica o utilizando un acelerador de partículas, siendo la fusión térmica la solución más viable. Dichas reacciones de fusión térmica, también denominadas termonucleares, se producen en los reactores de fusión fundamentalmente con isótopos del hidrógeno: protio, deuterio y tritio [14].

La energía nuclear ha sido un asunto polémico desde sus inicios. Si bien puede llegar a ser una energía que ayude a disminuir las emisiones de CO₂, NO_x y SO_x, y con ello contribuir a paliar el efecto invernadero que produce el calentamiento global, la dificultad que supone la gestión de los residuos radiactivos que produce y, sobre todo, los accidentes nucleares como los de Chernóbil o Fukushima, además de su uso para fines bélicos han convertido a la energía nuclear en una fuente de energía controvertida y rechazada por amplios sectores de la sociedad [10].

9.1.2 **Energías renovables**

Se denominan fuentes de energía renovable a aquellas que, administradas de forma adecuada, pueden ser explotadas ilimitadamente. Entre las fuentes de energía renovable más importantes se encuentran la energía solar, en sus variantes solar térmica, fotovoltaica y termoeléctrica, la energía eólica, la biomasa, la energía hidráulica, la energía geotérmica o la energía del mar, ésta última bien aprovechando las olas, bien aprovechando las mareas [1]. Además, cabe destacar la cuota parte de energía que se puede aprovechar gracias a los sistemas cogenerativos [10], cuyo ejemplo más importante por estar presente en este proyecto es el de las centrales de ciclo combinado.

9.1.2.1 *Energía solar*

El Sol es una inmensa esfera de gases a alta temperatura con un diámetro de 1.39×10^9 m situado a una distancia media de 1.5×10^{11} m respecto de la Tierra. Se estima que la temperatura en el interior del Sol debe ser del orden de 10^7 K y en su superficie externa (fotosfera) de entre 5500 y 6500 K. La energía que genera el Sol procede de reacciones nucleares de fusión entre átomos de hidrógeno y helio que se llevan a cabo en su núcleo.

La combinación de tres factores: distancia Tierra-Sol, diámetro solar y temperatura del Sol, determinan un flujo luminoso de energía que incide sobre la superficie de la Tierra. Sin embargo, para su aplicación en el campo de la ingeniería, la emisión de energía en el Sol puede considerarse constante. El recurso energético solar está mucho más ligado en la superficie terrestre a las condiciones meteorológicas. Por tanto, la radiación emitida por el Sol junto con sus condiciones geométricas respecto de la Tierra da por resultado que, sobre la atmósfera terrestre, incida una cantidad de radiación solar casi constante, dando lugar a la definición de la llamada constante solar. Por otra parte, el Sol emite radiación en toda la gama del espectro electromagnético. Sin embargo, para los fines del aprovechamiento de su energía, solo es importante la llamada radiación térmica, que incluye solo el ultravioleta, la radiación visible y la infrarroja.

Para alcanzar la superficie terrestre, la radiación solar debe atravesar la atmósfera donde experimenta diversos fenómenos de reflexión, absorción y difusión que disminuyen la intensidad final. La radiación que llega directamente del Sol es la denominada radiación directa, y la que previamente es absorbida y difundida por la atmósfera es la radiación difusa. Ambas radiaciones se reflejan en todas las superficies en las que incide dando lugar a la radiación reflejada, que dependerá de las características y naturaleza de la superficie reflectora. Por ello, la radiación solar global es la suma de estos tres tipos: directa, difusa y reflejada, y es aquella que podemos aprovechar para su transformación térmica.

El Sol es una fuente inagotable de recursos para el hombre, que provee una energía limpia, abundante y disponible en la mayor parte de la superficie terrestre y que puede, por tanto, liberarlo de los problemas ambientales generados por los combustibles convencionales y por otras alternativas tecnológicas como la energía nuclear. Sin embargo, a pesar de los avances tecnológicos de las últimas décadas, el aprovechamiento de esta opción ha sido insignificante comparado con el consumo global de energía en el mundo.

Los problemas técnicos que se plantean para el aprovechamiento de la energía solar son, por una parte, la gran dispersión de la energía solar sobre la superficie de la tierra y, por otra parte, el carácter incontrolable y variable en el tiempo de la intensidad de radiación solar.

La radiación solar que recibe una superficie horizontal está en torno a 1 kW/m² al mediodía, variando en función de la latitud, nubosidad, humedad y demás factores del lugar, pero el principal problema es su intermitencia. En invierno, cuando por lo general se necesita mayor radiación, es cuando ésta es menor, de modo que en la mayoría de los casos la disponibilidad no coincide con la demanda. Por ello, se requiere el almacenamiento para un tiempo de autonomía determinado y además contar con el apoyo de sistemas de respaldo o fuentes suplementarias de energía.

Para el aprovechamiento destinado a la aplicación de la energía solar es necesario realizar los siguientes procesos:

- Captación y concentración de energía solar.

- Transformación para su utilización.
- Almacenamiento para satisfacer uniformemente la demanda con un tiempo de autonomía establecido.
- Disponer de una fuente energética suplementaria disponible si se supera el tiempo de autonomía.
- Transporte de la energía almacenada, para su utilización en los puntos de consumo.

España es un país privilegiado en lo que a sus condiciones climatológicas se refiere, con áreas de alta irradiación que la sitúan favorablemente frente a otros países de la Unión Europea. La irradiación está condicionada por la climatología del área geográfica así como por las sombras que interfieran con la captación de la misma por parte de los paneles, ya sean obstáculos de carácter natural como de carácter artificial. El estudio del potencial solar del área geográfica es una ardua tarea que requiere de estudios de campo en la toma de datos de modo que aumentemos la validez y fiabilidad de los mismos para que puedan ser lo suficientemente representativos y específicos del área estudiada [1].

9.1.2.2 *Energía eólica*

La energía del viento se aprovecha para producir electricidad a través de los denominados aerogeneradores. El viento mueve las palas de la hélice que, a su vez, por medio de un sistema de engranajes, mueven un generador que produce electricidad. Es decir, se transforma la energía cinética del viento en energía mecánica y, posteriormente, en energía eléctrica [15].

En general, cuanto mayor sea la velocidad del viento y la altura del aerogenerador, mayor será la electricidad producida. Asimismo, la electricidad producida es proporcional al área barrida por las paletas [10].

Sin embargo, el rango de trabajo del aerogenerador viene marcado por tres velocidades, que son la velocidad de corte inferior (en torno a 4-5 m/s), definida como la velocidad mínima a la que es rentable poner en marcha el aerogenerador, la velocidad de corte superior (alrededor de 25 m/s), que es la velocidad máxima que aguanta el aerogenerador sin que peligre su integridad, y la velocidad nominal (en torno a 15 m/s), que es la velocidad a la que el aerogenerador alcanza su potencia máxima.

Un conjunto de aerogeneradores constituye un parque eólico, el cual se situará en una zona apropiada donde previamente se hayan realizado estudios de frecuencia y velocidad del viento, así como el impacto ambiental que pueda causar la instalación del conjunto de aerogeneradores [15].

Los parques eólicos se suelen situar principalmente en tierra (On-Shore), si bien se están desarrollando parques que se localizan en el mar (Off-Shore). La energía eólica para la producción de electricidad representa en la actualidad una fuente tecnológicamente madura, de bajo impacto ambiental, ya que no produce emisiones, y con unos costes competitivos con respecto a las demás fuentes de generación de electricidad. El viento es, en la actualidad, una de las fuentes de energía con mejor relación coste-eficiencia. La mejora tecnológica está permitiendo unos precios cada vez más bajos y una mayor fiabilidad, por lo que se espera que su competitividad y desarrollo crezcan en las próximas décadas [10].

9.1.2.3 *Biomasa*

El término biomasa puede definirse como cualquier material de origen orgánico que almacene energía utilizable. Existen varios procesos para la transformación de biomasa en diferentes formas de energía, como los procesos termoquímicos (combustión, pirolisis y gasificación) o los procesos biológicos (como la fermentación alcohólica para producir bioetanol o la fermentación anaerobia para producir metano) [15].

Uno de los principales biocombustibles que se obtienen a partir de biomasa que merece mención especial es el biodiesel. Se trata de un combustible que se obtiene a partir de aceites vegetales y grasas animales, y que resulta un combustible limpio, puesto que no contiene azufre ni benceno, emitiendo hasta un 75 % menos de CO₂, además de ser rentable económicamente y renovable. Otras ventajas significativas del biodiesel son que asegura una mayor vida útil a los motores, que tiene poder detergente y que no es un producto peligroso para su transporte [10].

9.1.2.4 *Energía hidráulica*

El agua situada a una cierta altura posee una energía potencial gravitatoria almacenada. Al desplazarse a una altura menor, dicha energía potencial se transformará en energía cinética, que puede mover las aletas de una turbina hidráulica, las cuales mueven un generador, produciendo electricidad. Esto es lo que se conoce como central hidroeléctrica [10].

Una central hidroeléctrica se compone de varias partes, como el embalse donde el agua es retenida, la presa que contiene el agua del embalse o las rejillas de filtrado donde se retienen las partes sólidas que arrastra el agua, además del conjunto de sistemas eléctricos tales como el generador, los transformadores y las líneas de transporte de la electricidad comunes a todos los tipos de centrales. Sin embargo, el componente principal de una central hidroeléctrica es la turbina hidráulica, cuyos ejemplos más representativos son las turbinas Francis, Kaplan y Pelton [15].

La hidroeléctrica es una tecnología bien establecida, que proporciona cerca de la sexta parte de la electricidad mundial de forma fiable y a precios competitivos. A su favor cabe destacar que no libera CO₂, ni cantidades apreciables de sulfuros u óxidos de nitrógeno, no produce productos ni componentes químicos perjudiciales para el ser humano ni emite radiactividad. Sin embargo, en su contra tiene una serie de efectos hidrológicos y sociales que han de ser tenidos en cuenta, dado que a lo largo del siglo pasado la construcción de grandes presas ha ocasionado el desplazamiento forzado de muchos millones de personas y los fallos en las presas han producido la muerte de miles personas [10].

9.1.2.5 *Energía geotérmica*

Se llama energía geotérmica a la energía que puede obtenerse mediante el aprovechamiento del calor del interior de la Tierra, cuya temperatura aumenta con la profundidad. Actualmente, el progreso en los métodos de perforación y bombeo permiten explotar la energía geotérmica en numerosos lugares del mundo.

Se pueden distinguir dos tipos de yacimientos geotérmicos, los de agua caliente y los yacimientos secos. Por su parte, los yacimientos de agua caliente pueden clasificarse en función de su temperatura en yacimientos de energía geotérmica de alta temperatura (entre 150 y 400 ° C), aptos para la producción de electricidad, de temperaturas medias (entre 70 y 150 ° C), para pequeñas centrales eléctricas o sistemas urbanos de reparto de calor, de baja temperatura (de 50 a 70 ° C) y de muy baja temperatura (entre 20 y 50 ° C), con aplicaciones domésticas, urbanas o agrícolas. Por otro lado, los

yacimientos secos están formados por materiales o piedras calientes a profundidad no excesiva, en donde se inyecta agua para calentarla y, posteriormente, mediante un intercambiador, aprovecharla [16].

9.1.2.6 *Energía del mar*

Las olas de mares, océanos, lagos, etc., son producto del viento al actuar sobre la superficie, produciendo energía cinética por el movimiento de las masas de agua. Aparte de la energía hidráulica que se ha descrito anteriormente, existen dos tipos de energía relacionadas con el agua.

Por un lado, la energía undimotriz, que es aquella que se genera en los mares y océanos por efecto de las olas. Las centrales undimotrices aprovechan la energía de las olas cuando se colocan en zonas de la costa donde se produce el suficiente oleaje. Las olas entran en la cámara de aire, empujando el aire de la cámara hacia la turbina, de forma que esta se pone en movimiento generando electricidad. Finalmente, el agua se retira y la cámara vuelve a llenarse de aire, repitiéndose el proceso. Para que la fuerza de las olas sea mayor se canaliza el mar por un túnel que se va estrechando hasta llegar a la central, de manera que así las olas aumentan su velocidad y energía cinética, que redundará en una mayor electricidad transformada.

Por otro lado, la energía mareomotriz, que se genera en mares y océanos por efecto de las mareas. Las mareas se deben a la fuerza gravitacional que ejercen el Sol y la Luna, junto con el efecto de rotación de la tierra sobre mares y océanos en las costas. Existen dos sistemas para la producción de electricidad a partir de las mareas: las centrales mareomotrices y las turbinas marinas.

De una parte, las centrales mareomotrices se localizan en la costa en lugares tales como bahías, rías o estrechamientos en general donde el agua penetra en la tierra, aprovechando tal estrechez para colocar un dique. De esta manera, primero se abre el dique para dejar pasar el agua en la marea alta, y después se cierra quedando el agua almacenada, que se suelta en el periodo de marea baja, pasando a través de una turbina y generando electricidad.

De otra parte, las turbinas marinas se colocan sujetas al fondo del mar por una columna robusta y resistente. La turbina está colocada a una cierta altura y se mueve cuando sube o baja el nivel del mar, generando electricidad.

Todos estos sistemas no están aun ampliamente desarrollados ni instalados, pero los científicos están de acuerdo de que se trata de sistemas limpios, renovables y con un buen rendimiento energético [15].

9.1.2.7 *Sistemas cogenerativos*

La cogeneración se define como la producción de energía útil en sus formas eléctrica y térmica simultáneamente, y es de especial interés dado que consigue elevar la eficiencia de las instalaciones de producción de energía eléctrica y calefacción. Es decir, a partir de una sola fuente producimos dos tipos diferentes de energía: electricidad y calor útil. Comprende siempre un conjunto de tecnologías, disponiendo siempre de un impulsor, un generador de electricidad y un recuperador de calor.

Un concepto que se deriva de los sistemas cogenerativos y que se ha mencionado con anterioridad es el de ahorro energético, y que es la principal característica de estos sistemas. De esta manera, la cogeneración es el sistema más completo de eficiencia energética que existe en la producción de electricidad y calor útil partiendo de un combustible determinado, definiendo la eficiencia energética como el cociente entre la energía útil obtenida por un sistema y la energía química primaria del combustible utilizado. Uno de los ejemplos más representativos de sistema cogenerativo es el ciclo

combinado, que se describirá con detalle más adelante por ser una de las tecnologías principales de este proyecto [10].

Actualmente, se han desarrollado asimismo sistemas de trigeneración, que consisten en la producción de electricidad, calor y frío (por el método de absorción) a partir de una sola fuente energética e incluso se habla de sistemas de tetrageneración, que producen electricidad, calor útil, frío por absorción y energía mecánica [15].

9.1.2.8 *Ventajas e inconvenientes de las energías renovables*

Si bien el uso de energías renovables presenta grandes ventajas, no podemos dejar de mencionar los inconvenientes que de hecho existen y que, a día de hoy, pueden suponer un obstáculo para la implementación y desarrollo de estas tecnologías.

Entre las **ventajas** más importantes de las energías renovables encontramos:

1. Son fuentes inagotables que pueden contribuir al aseguramiento energético de las generaciones venideras.
2. No generan dióxido de carbono, perjudicial para la atmósfera y que contribuye al cambio climático o, lo que es lo mismo, ayudan a combatir el efecto invernadero. La biomasa sería una excepción, si bien el dióxido de carbono que genera forma parte del ciclo natural de este compuesto.
3. No producen residuos tóxicos o radiactivos como es el caso de las centrales nucleares.
4. No se requieren medidas extraordinarias de seguridad en las instalaciones donde es aprovechada su energía.
5. No lanzan compuestos del azufre o del nitrógeno, culpables de la lluvia ácida.
6. No son recursos que estén concentrados en manos de unos pocos países, como es el caso del petróleo, sino que en general están extendidas por todo el mundo.

Entre los principales **inconvenientes** podemos destacar:

1. Son energías difusas, es decir, su concentración por unidad de superficie por lo general es baja. Además, son energías inconstantes que en muchos casos dependen de la climatología.
2. Si bien en la actualidad su tecnología se está desarrollando crecientemente, aún hoy tienen un rendimiento bajo.
3. Se puede hablar de cierta incapacidad para integrarse en el paisaje, como ocurre con los parques solares o eólicos.
4. Se han detectado ciertas interacciones negativas en la fauna local, como es el caso de los peces que circulan por corrientes cercanas a una central hidráulica, o las aves que ven impedidas sus rutas migratorias naturales por la presencia de aerogeneradores.

5. La aplicación de estas tecnologías requiere fuertes inversiones que muchos países subdesarrollados no tienen la capacidad de llevar a cabo, lo cual puede suponer un aumento de la brecha entre países pobres y ricos [15].

ANEXO 9.2 Acuerdos internacionales para el desarrollo sostenible

9.2.1 Protocolo de Kioto

Para responder a la amenaza del cambio climático, la Organización de las Naciones Unidas aprobó en el año 1997 este acuerdo, que establecía el objetivo de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en una media del 5,2 % con respecto a los niveles de 1990 para el año 2012, el cual fue ratificado por 156 países y finalmente rechazado por algunos de los mayores países contaminantes del mundo, como Estados Unidos o Australia.

Para ello, se desarrolló el denominado comercio de emisiones como principal mecanismo para alcanzar dicha reducción. A través de este comercio de emisiones, los países contaminantes, que han aceptado una serie de objetivos para reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero, durante un periodo de tiempo predeterminado, reciben una serie de “permisos de derechos de emisión”, es decir, licencias para poder contaminar hasta los límites fijados por los acuerdos. Estos permisos son equivalentes a sus niveles de emisión de 1990 menos su compromiso de reducción de emisiones y se calculan en unidades de CO₂, que es el principal gas de efecto invernadero, siendo un permiso igual a una tonelada de CO₂. Cada país asigna dichos permisos a las industrias de su territorio que más contaminan, que los pueden utilizar de diversas maneras:

- Si la industria contaminante no utiliza toda la asignación que se le ha otorgado, puede conservarla para el próximo período o venderla a otra industria.
- Si la industria contaminante utiliza toda su asignación durante el período de tiempo prefijado y ha de contaminar más, tendrá que comprar permisos a otra industria que no haya utilizado toda su asignación.
- La industria contaminante puede invertir en programas para reducir la contaminación en otros países o regiones, generando así créditos que puede, posteriormente, vender, depositar o utilizar para compensar el déficit de la asignación original [6].

En 2012 se estableció el segundo período de compromiso del Protocolo de Kioto, conocido como la Enmienda de Doha, que se extiende hasta el año 2020. A finales de 2015, en la cumbre mundial sobre el clima que se va a celebrar en París, se debe acordar el nuevo protocolo que sustituirá a Kioto y cuyo objetivo será el de conseguir que la temperatura del planeta no suba más de 2 °C con respecto a la era preindustrial [7].

Si bien este protocolo asentó la realidad científica de que hay que reducir las emisiones, ayudando a poner en marcha nuevas iniciativas [7], el comercio de emisiones no es la solución al cambio climático, sino que aplaza los cambios que han de llevarse a cabo para que la economía mundial reduzca sus emisiones, los cuales pasan por reducir el consumo de energía, abandonar progresivamente los combustibles fósiles y adoptar modelos equitativos y justos para la producción y consumo de energía. Tales cambios plantean un desafío global que conlleva cambios sociales y políticos [6].

9.2.2 Protocolo de Montreal

Debido a los riesgos que conlleva el agotamiento de la capa de ozono, 191 países ratificaron un tratado internacional relativo a las sustancias que destruyen la capa de ozono. Tales riesgos van desde el aumento de la radiación ultravioleta que llega a la superficie de la Tierra, con los consecuentes problemas de salud en seres humanos que tal sobreexposición acarrea (cáncer de piel, envejecimiento prematuro, daños oculares, daños en el sistema inmunológico), hasta una intensificación del cambio climático.

El objetivo principal de este protocolo es reducir y llegar a eliminar la producción y uso de tales sustancias, especialmente aquellos compuestos con bromo y cloro, como los clorofluorocarbonos (CFC), los productos halogenados y una amplia gama de productos químicos industriales [8].

9.2.3 Cumbre de París de 2015: “Paris Climat 2015”

La conferencia de las Partes de París, también conocida como COP 21, pretende convertirse en la cita definitiva para obtener un compromiso vinculante internacional para la reducción de gases de efecto invernadero. La predisposición de una importante parte de los países que participan da la esperanza de que puedan lograrse los objetivos marcados. Tales objetivos son los de reducir un 40 % las emisiones de gases de efecto invernadero en 2030 y un 60 % en 2040, con respecto a lo establecido en 1990, limitando de este modo el incremento de la temperatura global en menos de 2 ° C.

La conferencia supone un desafío fundamental para el futuro, puesto que debe intentar conseguir un vínculo entre todos los países para que éstos lleven a cabo políticas energéticas respetuosas con el medioambiente, dejando a un lado los intereses y estrategias individuales, de manera que se alcance un acuerdo global. La importante implicación de Europa, junto con el marcado apoyo de la administración estadounidense y el reciente acuerdo de colaboración entre Estados Unidos y China, que constituyen los dos mayores emisores mundiales, vaticinan un escenario optimista para el consenso y dejan una ventana abierta a la esperanza para que se produzca el cambio de rumbo que permita mantener el planeta de manera sostenible para las futuras generaciones.

La experiencia en países como Sudáfrica ha demostrado que el desarrollo basado en la sostenibilidad, apostando por las energías renovables y cuidando la biodiversidad, es capaz de generar inversión y equilibrar el progreso social y económico [9].

ANEXO 9.3 Conceptos termodinámicos y tecnológicos de los ciclos combinados

9.3.1 Turbina de gas. El Ciclo Brayton

Las turbinas de gas pueden operar como sistemas abiertos o cerrados, si bien el modo abierto es el más común [73]. La evolución que sigue el fluido, en este caso aire, en el ciclo abierto consta básicamente de las siguientes etapas:

1. Una etapa de compresión del fluido, efectuada por una máquina térmica denominada compresor, lo más isentrópica posible.
2. Una etapa de aportación de calor a presión constante, que se lleva a cabo en la cámara de combustión, donde el fluido se mezcla con el combustible, produciéndose la combustión y obteniéndose los productos de dicha combustión a elevada temperatura.

3. Una etapa de expansión de los productos de la combustión, realizada en una máquina térmica denominada turbina, lo más isentrópica posible.
4. Una etapa de cesión de calor a la atmósfera a presión constante [20].

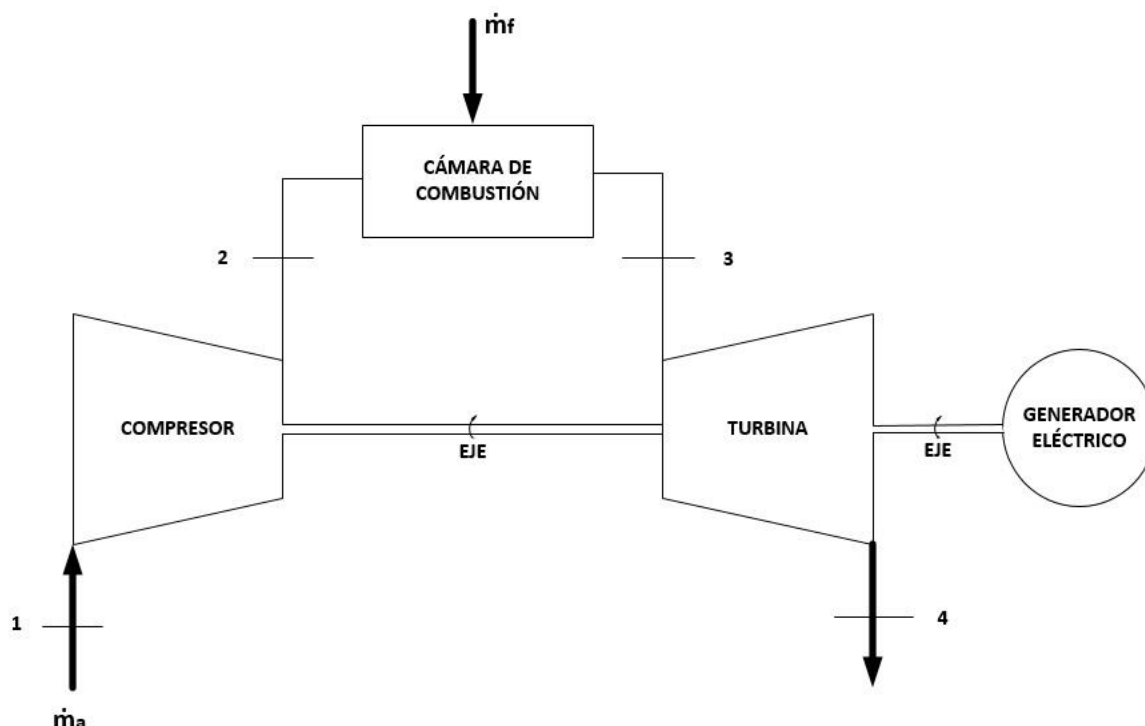


Figura 9.1: Esquema Ciclo Brayton abierto [elaborado a partir de [20]]

A partir de los balances de masa y energía en cada volumen de control pueden obtenerse fácilmente los trabajos y transferencias de calor en los principales componentes del ciclo [73].

Balance de masa:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (9.1)$$

Balance de energía:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - (\dot{W}_{eje} - \dot{W}_{\Delta V}) + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g \cdot z_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g \cdot z_s \right) \quad (9.2)$$

Asumiendo que la turbina opera adiabáticamente ($\dot{Q} = 0$) y en modo estacionario ($\frac{d}{dt} = 0$), suponiendo despreciables frente al resto de términos las energías cinética y potencial y considerando que el gasto másico permanece constante ($\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$) ya que el gasto másico de combustible puede considerarse despreciable frente al de comburente (aire), tenemos que la potencia desarrollada

por la turbina de gas es:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_e - h_s) > 0 \quad (9.3)$$

Asumiendo las mismas hipótesis, la potencia en el compresor es:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_s - h_e) > 0 \quad (9.4)$$

Por su parte, la potencia calorífica que se aporta en la caldera de combustión, asumiendo que el trabajo es nulo y contemplando las mismas hipótesis relacionadas con la estacionariedad, el gasto másico y las energías cinética y potencial, es:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}(h_s - h_e) > 0 \quad (9.5)$$

Conociendo estas potencias, podemos definir el rendimiento térmico como el cociente entre la potencia neta que obtengo, que será la diferencia entre la potencia que extraigo de la turbina y la que necesito para comprimir el aire, y la potencia calorífica necesaria procedente de la combustión que hace aumentar la temperatura del aire:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_{cc}} \quad (9.6)$$

Este valor se encuentra en torno a 0,4 para las turbinas comerciales actuales que se emplean en los ciclos combinados. La fórmula anterior muestra como una parte de la energía obtenida por la expansión del fluido debe emplearse necesariamente en el accionamiento del compresor. Al cociente entre la potencia neta obtenida en el eje de la turbina de gas y la generada en el proceso de expansión se le conoce como factor de potencia:

$$\varphi_p = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{W}_t} = 1 - \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_t} \quad (9.7)$$

Este factor, en las turbinas actuales, presenta un valor aproximado de 0,4, lo cual quiere decir que en torno a un 60 % de la energía generada en el proceso de expansión se emplea en el accionamiento del compresor [73].

9.3.1.1 Ciclo Brayton ideal

Si se ignoran las irreversibilidades que se producen mientras el aire circula a través de los componentes del ciclo, se puede asumir entonces que no habrá pérdidas de presión por rozamiento y que el aire fluirá a presión constante a través de la cámara de combustión. Asimismo, se pueden despreciar las transferencias de calor al ambiente, de manera que pueda suponerse que los procesos a lo largo de la turbina y el compresor son isentrópicos ($\Delta S = 0$). El diagrama T-S que se muestra a continuación en la Figura 9.2 tiene en cuenta todas estas idealizaciones:

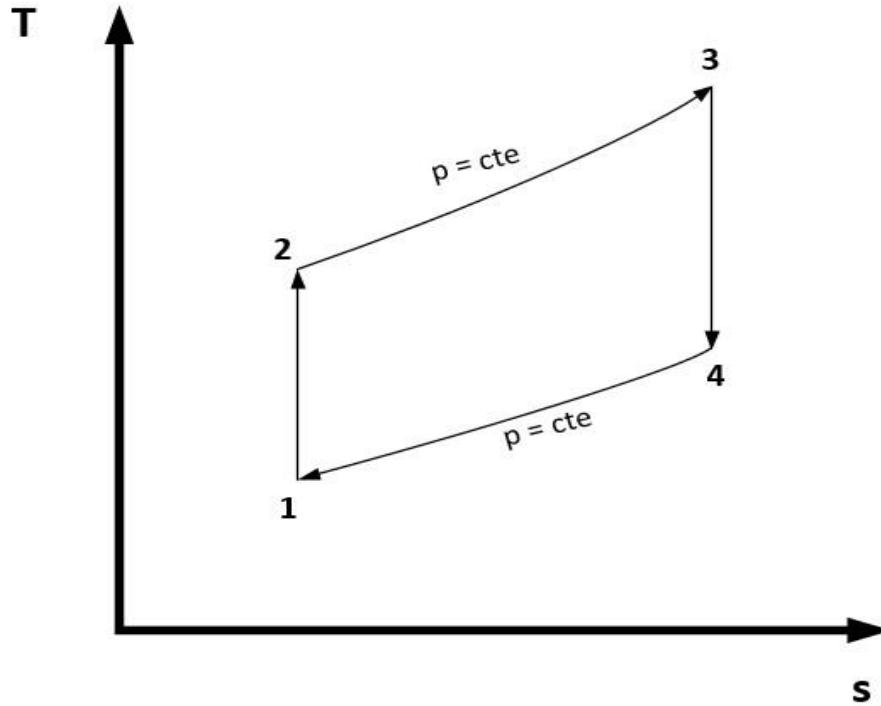


Figura 9.2: Ciclo Brayton ideal. Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]

Teniendo en cuenta el diagrama T-S anterior, donde el proceso 1-2 corresponde a la compresión, el proceso 2-3 corresponde a la aportación de calor en la cámara de combustión y el proceso 3-4 corresponde a la expansión, y asumiendo un calor específico constante, podemos obtener una expresión del rendimiento que solo depende de la temperatura.

Sabiendo que, para un gas ideal caloríficamente perfecto (GICP), $\Delta h = C_p \cdot \Delta T$, se tiene que:

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot C_p (T_3 - T_4) - \dot{m} \cdot C_p (T_2 - T_1)}{\dot{m} \cdot C_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1} \right) \quad (9.8)$$

Si el aire fluye a través de los intercambiadores de calor a presión constante, entonces:

$$\frac{p_4}{p_3} = \frac{p_1}{p_2} \quad (9.9)$$

Para un proceso isentrópico con GICP tenemos que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} = \pi^{\gamma-1/\gamma} \text{ para el proceso de compresión} \quad (9.10)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\gamma-1/\gamma} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\gamma-1/\gamma} = \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\gamma-1/\gamma} \text{ para el proceso de expansión} \quad (9.11)$$

Siendo $\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$ la denominada relación de presiones y $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ el cociente entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante, éste último con un valor aproximado de 1,4 para el aire.

Combinando estas expresiones llegamos a que $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$ y, por tanto, podemos expresar el rendimiento del siguiente modo:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\pi^{\gamma-1/\gamma}} \quad (9.12)$$

En esta última expresión podemos observar cómo para un ciclo Brayton ideal el rendimiento térmico es función únicamente de la relación de presiones. Además, aunque estas conclusiones se han obtenido con referencia al ciclo Brayton ideal, también son válidas cualitativamente para ciclos reales. Se puede apreciar en la Figura 9.3 en qué medida el rendimiento o eficiencia térmica aumenta con el aumento de la relación de presiones.

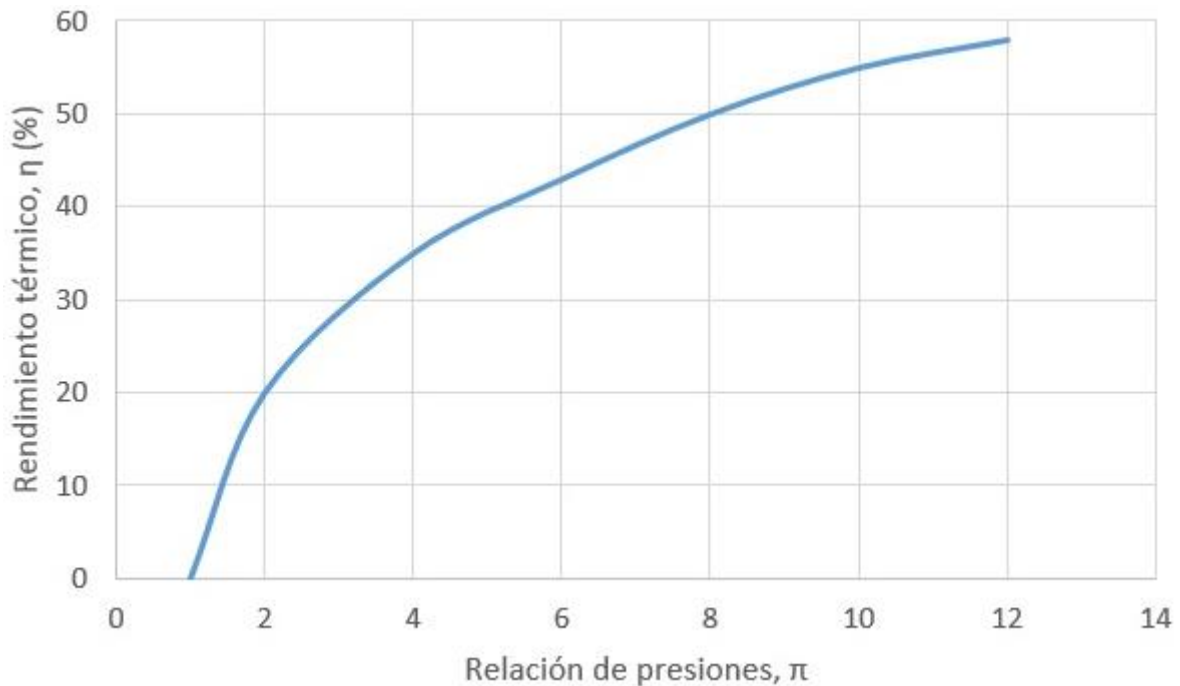


Figura 9.3: Rendimiento térmico vs relación de presiones [elaborado a partir de [73]]

Sin embargo, hay que tener en cuenta que, si bien aumentando la relación de compresión y para una misma temperatura en la cámara de combustión se consiguen rendimientos más elevados, la temperatura en el escape disminuiría, lo cual es contraproducente si se quiere aprovechar esos gases calientes para calentar el agua de un ciclo Rankine posterior [73].

9.3.1.2 Ciclo Brayton real

Debido a las irreversibilidades dentro del compresor y de la turbina, el fluido de trabajo experimenta aumentos de entropía específica en estos componentes. A causa de tales irreversibilidades se producen asimismo caídas de presión cuando el fluido de trabajo atraviesa la cámara de combustión, si bien éstas son menos significativas y se suele considerar que la presión se mantiene constante.

Por ello, cuando el efecto de las irreversibilidades de la turbina y del compresor se hace más pronunciado, la potencia desarrollada por la turbina decrece y la potencia que consume el compresor crece, produciéndose un descenso de la potencia neta producida por la central térmica con respecto al ciclo ideal que ha sido analizado anteriormente.

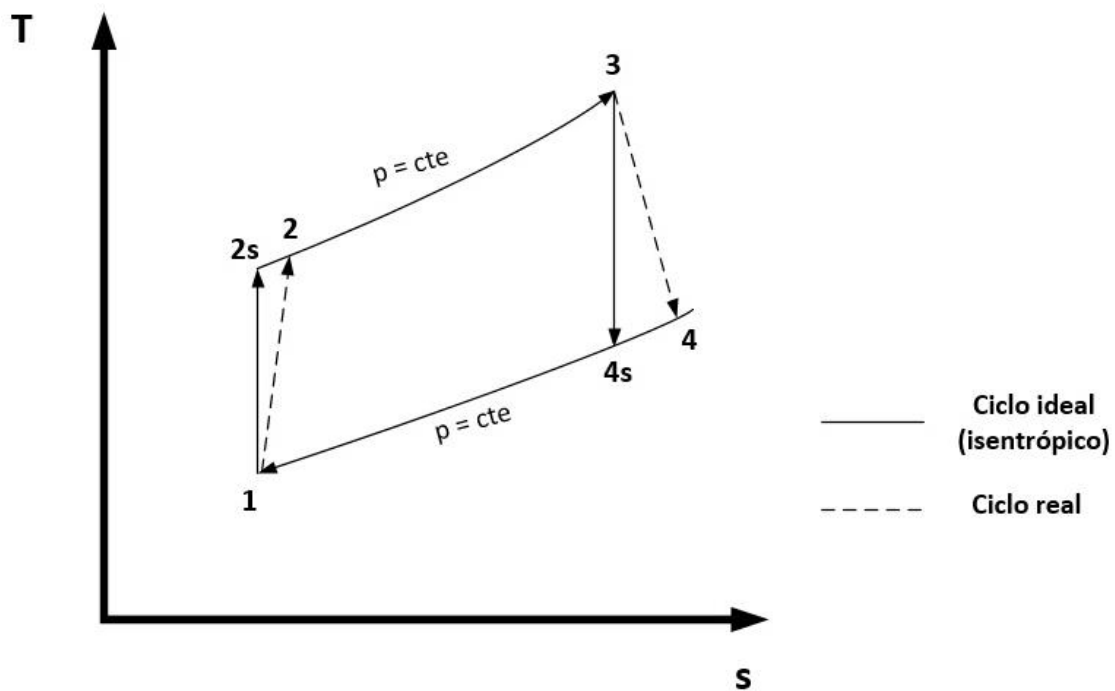


Figura 9.4: Ciclo Brayton real. Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]

Por consiguiente, se pueden definir los rendimientos isentrópicos de la turbina y del compresor de la siguiente manera:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{ts}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \text{ para la turbina} \quad (9.13)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{W}_c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \text{ para el compresor} \quad (9.14)$$

Consecuentemente, para que la central produzca una cantidad apreciable de trabajo se necesitan altas eficiencias en la turbina y en el compresor. Tras décadas de desarrollo, se pueden conseguir rendimientos isentrópicos de entre el 80 y el 90 % para turbinas y compresores en centrales térmicas con turbina de gas. Sin embargo, la optimización del compresor es tecnológicamente más complicada que la de la expansión de la turbina. La razón radica en que un compresor lleva fluido desde su estado de equilibrio en el entorno a un estado alejado del mismo con mayor presión a temperatura, mientras que en la expansión del gas en la turbina el fluido evoluciona desde un estado de alta presión y temperatura a otro de mayor equilibrio con el entorno [73].

9.3.1.3 Mejoras del ciclo Brayton

Como se ha mencionado en el apartado 9.3.1.1, la eficiencia del ciclo Brayton ideal depende de la relación de presiones, ya que si se aumenta la relación de presiones en el ciclo será necesario suministrar más calor al sistema y la temperatura del ciclo será mayor. Es por eso que la eficiencia térmica aumentará con el ratio de presiones.

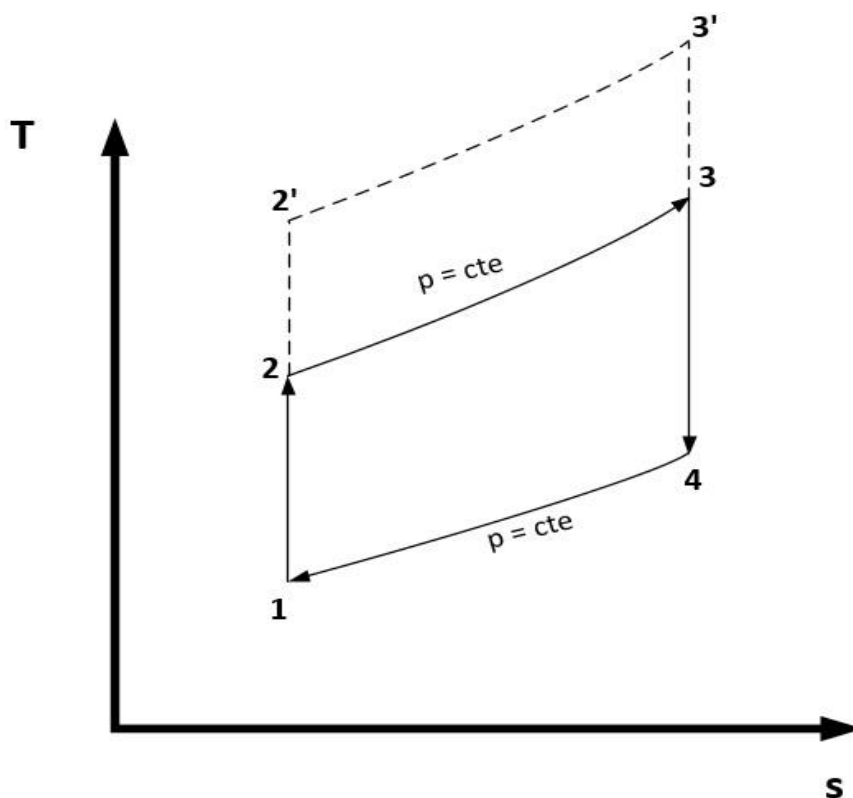


Figura 9.5: Comparativa Diagrama T-S con diferentes presiones [elaborado a partir de [73]]

Sin embargo, la temperatura máxima del ciclo está limitada por los materiales en los cuales están constituidos los componentes y por lo tanto se requerirán sistemas de refrigeración más eficientes. Es posible hacer algunas mejoras al ciclo Brayton básico para obtener valores más favorables de eficiencia térmica y trabajo neto, las cuales se explican a continuación [73].

a) Turbina de gas regenerativa

El gas que abandona la turbina tiene una temperatura bastante mayor que la temperatura ambiente y también mayor que el aire comprimido que sale del compresor, y si lo descargamos directamente al ambiente estamos perdiendo su potencial utilidad. Un modo de utilizar este potencial es por medio de un intercambiador de calor llamado regenerador, de forma que el aire que sale del compresor es recalentado en él antes de entrar en la cámara de combustión, con lo que se reduce la cantidad de combustible que se necesita quemar.

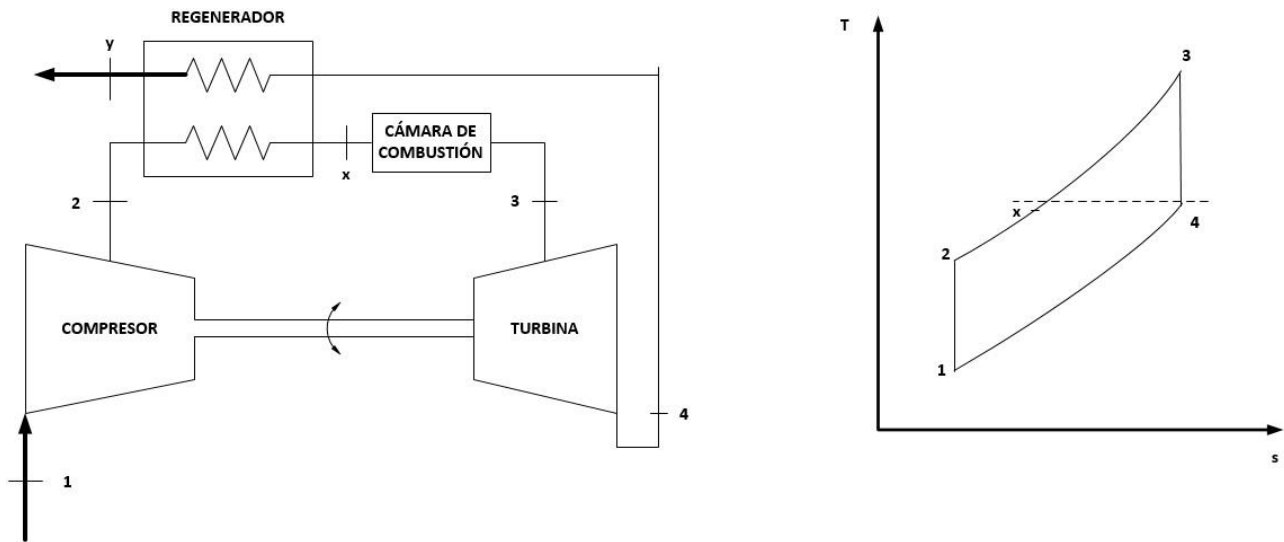


Figura 9.6: Turbina de gas regenerativa. Esquema del ciclo y Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]

En el esquema se puede observar cómo el gas de escape de la turbina se enfría desde el estado 4 hasta el estado “y”, mientras que el aire que sale del compresor se calienta desde el estado 2 hasta el estado “x”, de manera que solo se tendrá que calentar en la cámara de combustión desde el estado “x” hasta el estado 3, mientras que si no existiese la regeneración debería hacerse desde el estado 2 hasta el estado 3. La potencia calorífica absorbida en la cámara de combustión viene dado por:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}(h_3 - h_x) \quad (9.15)$$

Como la potencia neta desarrollada no se altera al incorporar un regenerador, entonces si el calor absorbido se reduce, el rendimiento térmico aumentará. Además, cuanto mayor sea h_x , menor será \dot{Q}_{cc} y por tanto mayor será el rendimiento térmico. Para que esto ocurra, será necesario que aumente asimismo T_x . Dado que se necesita una diferencia finita de temperatura entre las corrientes para que ocurra el intercambio de calor, la temperatura de la corriente fría en cada localización es menor que la de la corriente caliente. Concretamente, la temperatura de la corriente fría a la salida del intercambiador de calor es menor que la temperatura de entrada de la corriente caliente. Si el área del intercambiador de calor aumenta, proporciona una mejora en la transferencia de calor entre las dos corrientes,

pudiendo existir una menor diferencia de temperaturas en cada localización. En el caso límite, la diferencia de temperaturas se podría aproximar a cero y la transferencia de calor se realizaría de modo reversible, de forma que la temperatura de la corriente fría a la salida se aproximaría a la temperatura de la corriente caliente a la entrada. Por tanto, idealmente, la temperatura más alta posible que puede alcanzar la corriente fría es la temperatura del gas caliente entrante.

La eficiencia del regenerador es un parámetro que compara el funcionamiento de un regenerador real, en el que existe diferencia de temperaturas entre las corrientes caliente y fría de cada localización, con respecto al regenerador ideal, en el que tales temperaturas se igualarían posibilitando una transferencia de calor óptima. Este parámetro se define como la relación entre el incremento de entalpía real del aire que atraviesa el regenerador, procedente del compresor, y el incremento de entalpía teórico máximo posible:

$$\eta_{reg} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} \quad (9.16)$$

En la práctica, los valores típicos para la eficiencia del regenerador están en el rango del 60 al 80 %. Un incremento de la eficiencia por encima de estos rangos se conseguiría con equipos demasiado costosos, que anularían la ventaja debida al ahorro adicional de combustible. Además, la mayor superficie de intercambio de calor que se exige para mejorar la eficiencia puede provocar un aumento en la caída de presión por fricción en las corrientes que atraviesan el regenerador, afectando en consecuencia a la eficiencia global [73].

b) Turbina de gas con recalentamiento

En la forma básica de una turbina de gas con dos etapas y recalentamiento, después de la expansión desde el estado 3 hasta “a” en la primera turbina, el gas se calienta a presión constante desde el estado “a” hasta el estado “b”. La expansión se completa entonces en la segunda turbina desde el estado “b” hasta el estado 4. Podemos ver comparado en la gráfica 9.7 el ciclo Brayton ideal, observando que la potencia neta del ciclo con recalentamiento es mayor que la del ciclo sin recalentamiento. A pesar de ello, el rendimiento térmico del ciclo no tiene por qué aumentar necesariamente ya que el calor total absorbido por el ciclo es mayor.

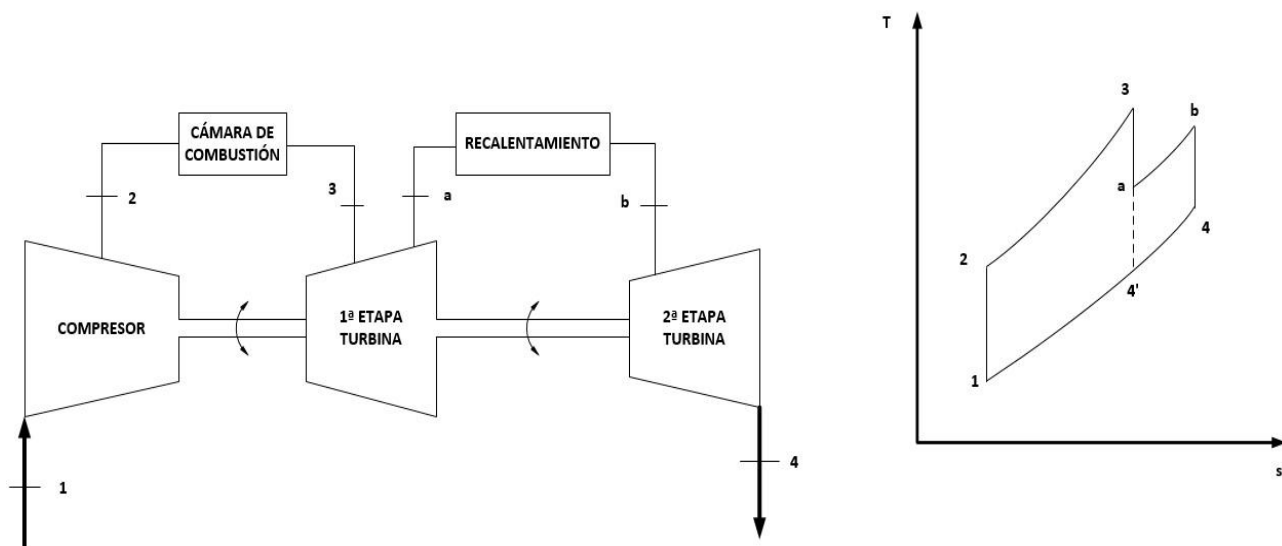


Figura 9.7: Turbina de gas con recalentamiento. Esquema del ciclo y Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]

Sin embargo, la temperatura a la salida de la turbina es mayor con recalentamiento, siendo entonces mayor el potencial de regeneración. Por eso, la utilización conjunta de recalentamiento y regeneración puede aumentar notablemente el rendimiento térmico [73].

c) Turbina de gas con refrigeración intermedia del aire

La potencia neta obtenida en una turbina de gas también se puede aumentar reduciendo la potencia que se consume en el compresor. Esto se consigue a través de la compresión multietapa con refrigeración intermedia. De esta manera, en el proceso 1-c se produce la compresión del aire, en el proceso c-d se enfría a presión constante desde la temperatura T_c hasta la temperatura T_d , y en el proceso d-2 se produce la segunda compresión.

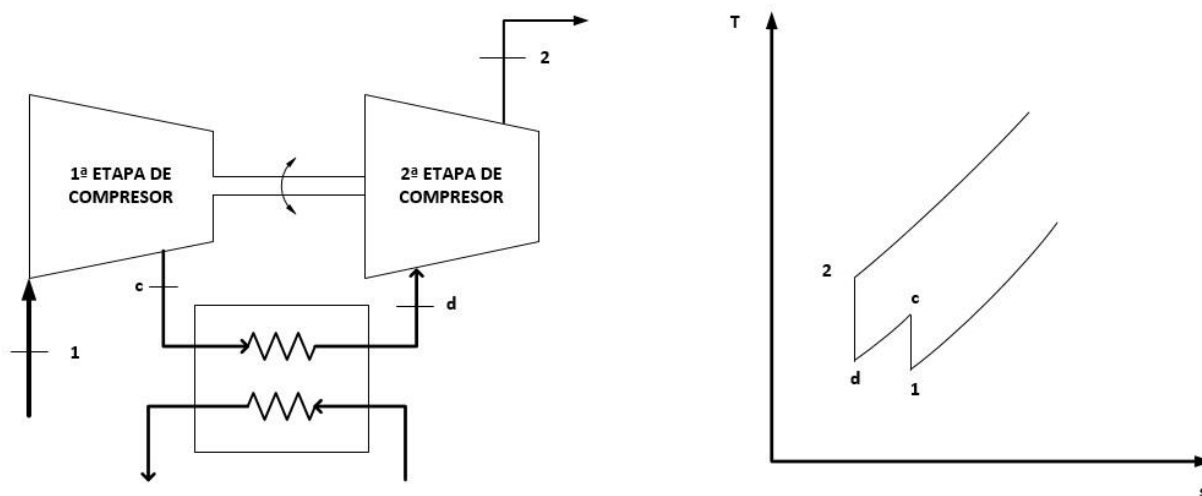


Figura 9.8: Turbina de gas con refrigeración intermedia. Esquema del ciclo y Diagrama T-S [elaborado a partir de [73]]

Algunos compresores grandes tienen varias etapas de compresión con refrigeración entre ellas. La determinación del número de etapas y las condiciones a las que deben operar los diferentes refrigeradores es un problema de optimización. La compresión con refrigeración, al igual que sucedía con el recalentamiento, no aumenta necesariamente la eficiencia de una turbina de gas, ya que la temperatura del aire de entrada a la cámara de combustión se reduce, exigiendo una transferencia térmica adicional para obtener la temperatura deseada a la entrada de la turbina.

Sin embargo, como también ocurría en el caso del recalentamiento, una menor temperatura a la salida del compresor aumenta el potencial de regeneración, por lo que cuando se utiliza la refrigeración en conjunción con la regeneración puede alcanzarse un aumento apreciable en el rendimiento térmico [73].

9.3.2 Turbina de vapor. El Ciclo Rankine

El ciclo de las centrales térmicas cuyo fluido de trabajo es el agua corresponde el llamado ciclo Rankine, y es la aplicación tecnológica del ciclo de Carnot para el caso de que el fluido sea condensable y durante su evolución se produzcan cambios de fase [20]. De forma simplificada, y para el ciclo básico, la evolución del fluido sigue las siguientes etapas:

1. Una etapa de expansión del fluido en fase vapor, realizada en una máquina térmica denominada turbina de vapor y lo más isentrópica posible.
2. A la salida de la turbina de vapor, una cesión de calor residual del vapor a presión constante en un dispositivo llamado condensador, donde se realiza la condensación del mismo y su paso a fase líquida.
3. Una o varias etapas de elevación de la presión del fluido. Se realizan con el fluido en fase líquida, con bombas y fuera de la zona de cambio de fase.
4. Una etapa de aportación de calor a presión constante. El fluido realiza una etapa de calentamiento previo en fase líquida, un proceso de cambio de fase y una elevación posterior de la temperatura del vapor en lo que se denomina sobrecalentador, motivada por la necesidad de disminuir la humedad en el vapor en las últimas etapas de expansión de la turbina [20].

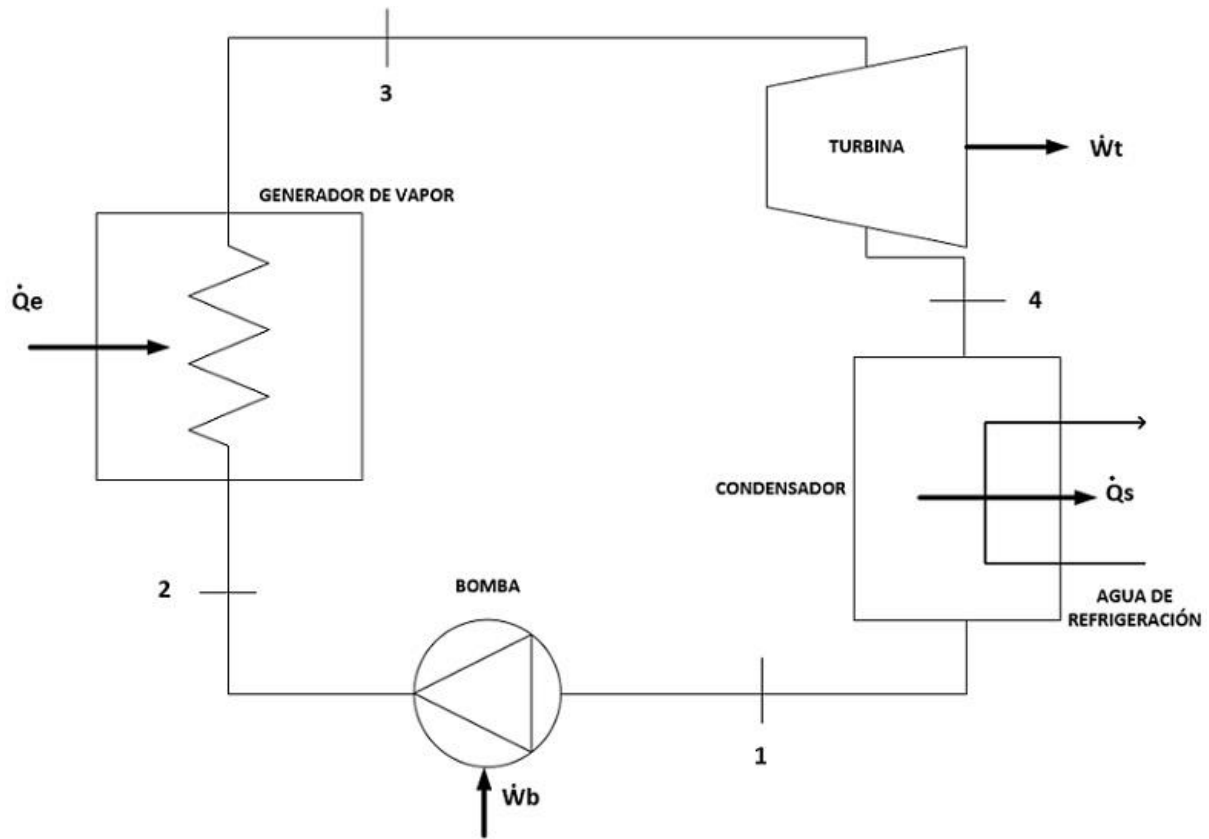


Figura 9.9: Ciclo Rankine. Diagrama T-S y Esquema de los dispositivos del ciclo [elaborado a partir de [73]]

Partiendo de los balances de masa y energía como se hizo en el apartado 2.2, y asumiendo condiciones estacionarias, despreciando las energías cinética y potencial, considerando que el gasto másico permanece constante e ignorando las pérdidas inevitables de calor que tienen lugar en la central y su entorno, podemos desarrollar las expresiones de las potencias transferidas en los equipos mostrados en la Figura 9.9 anterior.

En el caso de la turbina, considerando la hipótesis de adiabaticidad se tiene que la potencia extraída es:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_e - h_s) > 0 \quad (9.17)$$

En el condensador, los balances de masa y energía para el volumen de control que incluye el lado de condensación del intercambiador de calor nos dan el calor cedido al agua de refrigeración.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}(h_e - h_s) > 0 \quad (9.18)$$

En la bomba, considerando que no hay transferencia de calor con el ambiente y, por tanto, que el proceso es adiabático, se tiene que la potencia consumida por ésta es:

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_s - h_e) > 0 \quad (9.19)$$

Por último, considerando un volumen de control que incluya todos los tubos y elementos de la caldera

que llevan el agua de alimentación desde el estado 1 hasta el 4, tenemos que el calor que se debe añadir es:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_s - h_e) > 0 \quad (9.20)$$

Por su parte, el rendimiento térmico indica la cantidad de potencia calorífica recibida por el fluido de trabajo en la caldera que se convierte en potencia neta producida:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e} \quad (9.21)$$

Además, la potencia neta producida es igual a la potencia calorífica intercambiada:

$$\dot{W}_{neta} = \dot{W}_t - \dot{W}_b = \dot{Q}_e - \dot{Q}_s \quad (9.22)$$

Así, el rendimiento térmico puede expresarse alternativamente como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_e - \dot{Q}_s}{\dot{Q}_e} \quad (9.23)$$

Su valor se encuentra en torno a 0,36-0,46 para los ciclos de turbinas de vapor actuales, incluidos los ciclos supercríticos.

El concepto de factor de potencia empleador en turbinas de gas es generalizable para los ciclos de turbinas de vapor sustituyendo el trabajo de compresión del ciclo de las turbinas de gas por el de bombeo. El valor de este parámetro sin embargo es mucho mayor que para los ciclos de las turbinas de gas, ya que el trabajo consumido en el proceso de bombeo es en general despreciable frente al generado en el proceso de expansión de la turbina de vapor [73].

9.3.2.1 *Ciclo Rankine ideal*

Si el fluido de trabajo, en este caso agua-vapor, pasa a través de los diversos componentes de un ciclo simple de vapor sin irreversibilidades, no existirán pérdidas de presión por rozamiento en la caldera y el condensador, y el fluido de trabajo pasará a través de éstos equipos a presión constante. En ausencia de irreversibilidades y sin transferencia de calor al entorno, además, los procesos en la turbina y la bomba serán isentrópicos.

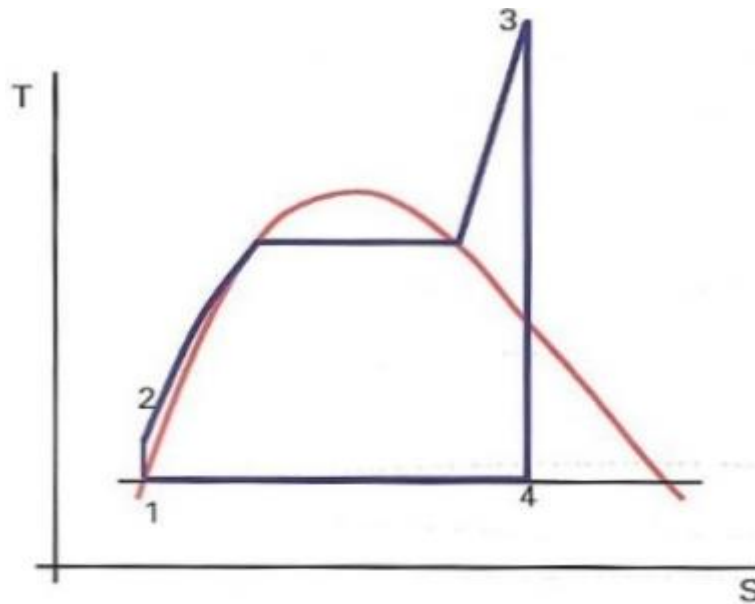


Figura 9.10: Diagrama T-S Ciclo Rankine ideal [20]

Como el ciclo Rankine ideal tiene todos sus procesos internamente reversibles, puede obtenerse una expresión para el rendimiento térmico en términos de la temperatura media a la que ocurren los procesos de interacción térmica.

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{T_s}{\bar{T}_e} \quad (9.24)$$

La ecuación 9.24 muestra que el rendimiento térmico tiende a aumentar cuando la temperatura media a la que se absorbe calor aumenta y/o la temperatura a la que el calor se cede disminuye. Además, la ecuación se puede emplear para estudiar el efecto sobre el rendimiento que tienen los cambios en las presiones de caldera y condensador. A pesar de que estas conclusiones se obtengan a partir del ciclo Rankine ideal, también son válidas cualitativamente para ciclos Rankine reales. El rendimiento térmico tiende a aumentar si aumenta la presión de caldera del ciclo y cuando decrece la presión del condensador. Cabe mencionar que la presión más baja posible en el condensador es la presión de saturación correspondiente a la temperatura ambiente, ya que ésta es la temperatura más baja posible de cesión de calor al ambiente [73].

9.3.2.2 Ciclo Rankine real

Diferentes irreversibilidades y pérdidas están asociadas a cada uno de los cuatro subsistemas mencionados (turbina, bomba, condensador y caldera). Algunos de estos efectos tienen una influencia más importante sobre el rendimiento que otros.

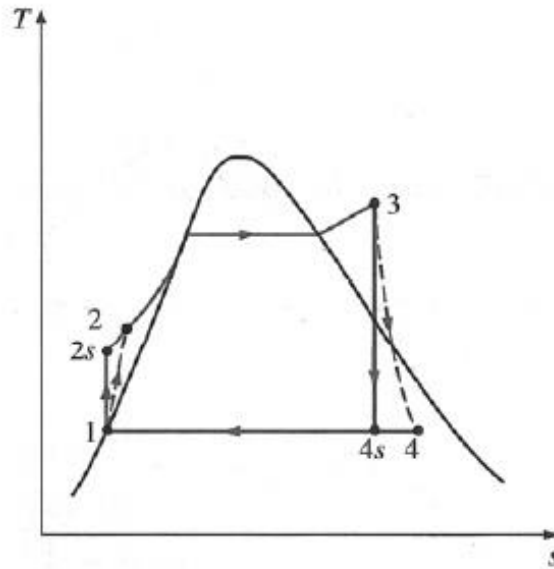


Figura 9.11: Diagrama T-S Ciclo Rankine real [73]

La principal irreversibilidad que experimenta el fluido de trabajo está asociada a la expansión en la turbina. Por un lado, el calor transferido al ambiente por la turbina representa una pérdida, si bien tiene una importancia secundaria y se puede ignorar. Sin embargo, una expansión real a través de la turbina conlleva un aumento de entropía, de manera que la potencia desarrollada es menor que en el caso de una expansión ideal isentrópica. El rendimiento isentrópico de la turbina se define como el cociente entre la potencia real desarrollada y la potencia ideal de la expansión isentrópica:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_{ts}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (9.25)$$

Por su parte, el trabajo requerido por la bomba para vencer los efectos de rozamiento también reduce el trabajo neto producido por la central. En ausencia de transferencia de calor con el ambiente, la entropía crece a través de la bomba. El trabajo necesario para la compresión es, consecuentemente, mayor que para el correspondiente proceso isentrópico. De esta manera, el rendimiento isentrópico de la bomba tiene en cuenta dichas irreversibilidades y se define como el cociente entre la potencia isentrópica consumida y la potencia real consumida:

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{bs}}{\dot{W}_b} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (9.26)$$

Se ha comentado anteriormente que el factor de potencia del ciclo Rankine tiene un valor considerablemente mayor si se compara con el factor de potencia del ciclo Brayton, lo cual significa que el trabajo de la bomba es mucho menor que el de la turbina. Como consecuencia, las irreversibilidades en la bomba tienen un impacto en la potencia neta del ciclo mucho menor que las irreversibilidades en la turbina.

Los valores de los rendimientos isentrópicos de la turbina de vapor y de la bomba se encuentran en el mismo rango que los rendimientos isentrópicos de la turbina de gas y del compresor, esto es, entre 0,8 y 0,9 para los modelos actuales [73].

9.3.2.3 Mejoras del ciclo

Un incremento en la presión de la caldera o un descenso en la presión del condensador pueden provocar una reducción del título de vapor a la salida de la turbina. Si el título de la mezcla que atraviesa la turbina es muy bajo, el impacto de las gotas de líquido en los álabes de la turbina puede erosionarlos, originando un descenso en la eficiencia de la turbina y un aumento en las necesidades de mantenimiento. En consecuencia, es práctica habitual mantener en la salida de la turbina un título de vapor del 90 %, si bien las turbinas modernas admiten hasta un 18 % de humedad en las últimas ruedas de expansión sin que el deterioro de los álabes sea importante.

Por eso, como se puede observar en los diagramas T-S de los ciclos Rankine ideal y real, el vapor suele estar sobrecalentado a la entrada de la turbina, ya que ofrece un mayor rendimiento y el título de vapor que sale de la turbina es mayor que si se expande vapor saturado. Por tanto, el sobrecalentamiento disminuye el problema del bajo título expulsado de la turbina, de forma que con suficiente sobrecalentamiento el estado a la salida de la turbina puede ser incluso vapor sobrecalentado [73].

Además otra solución que se va a analizar a continuación que ayuda a mitigar este problema es el recalentamiento de etapas intermedias de la expansión de la turbina. Se van a analizar así mismo otras mejoras del ciclo, como son la regeneración y el empleo de presiones supercríticas.

a) Recalentamientos intermedios

Para reducir la humedad en el escape y aumentar el título de vapor a la salida de la turbina, una solución adoptada en las centrales térmicas convencionales consiste en el recalentamiento del vapor antes de que se expanda hasta la presión del condensador. Después del recalentamiento el vapor se expande en una segunda etapa de turbina hasta la presión de condensador.

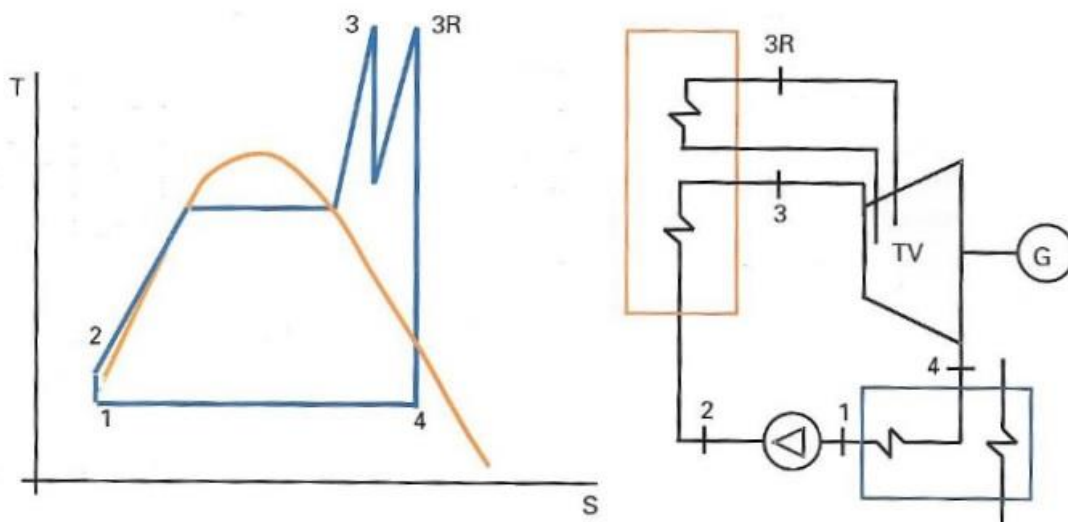


Figura 9.12: Ciclo Rankine con recalentamiento [20]

Con el recalentamiento, además de conseguirse incrementos significativos de potencia, se puede mejorar el rendimiento si se aumenta la temperatura media del foco caliente. Esto es generalizable para el ciclo agua-vapor en centrales térmicas de ciclo combinado. Sin embargo, hay que recordar que la temperatura del vapor a la entrada de la turbina está restringida por las limitaciones metalúrgicas impuestas por los materiales usados para fabricar el sobrecalentador, el recalentador y la turbina.

La existencia de recalentamiento en un ciclo combinado viene definida por consideraciones termoeconómicas, no justificándose la complicación que representa su instalación en la central cuando las potencias de la misma son pequeñas o su período de amortización es muy largo. En la actualidad las centrales de ciclo combinado se construyen con un único recalentamiento, aunque una de las mejoras en el rendimiento del ciclo Rankine podría conllevar desarrollos con doble recalentamiento [73].

b) Regeneración

Otra de las modificaciones habituales de los ciclos Rankine utilizados en centrales convencionales consiste en realizar una regeneración, es decir, realizar extracciones de vapor, también denominados sangrados, de la turbina y precalentar con ellas el agua de alimentación a la caldera, lo cual representa un aumento de la temperatura media de aportación de calor y, por tanto, un rendimiento global del ciclo Rankine.

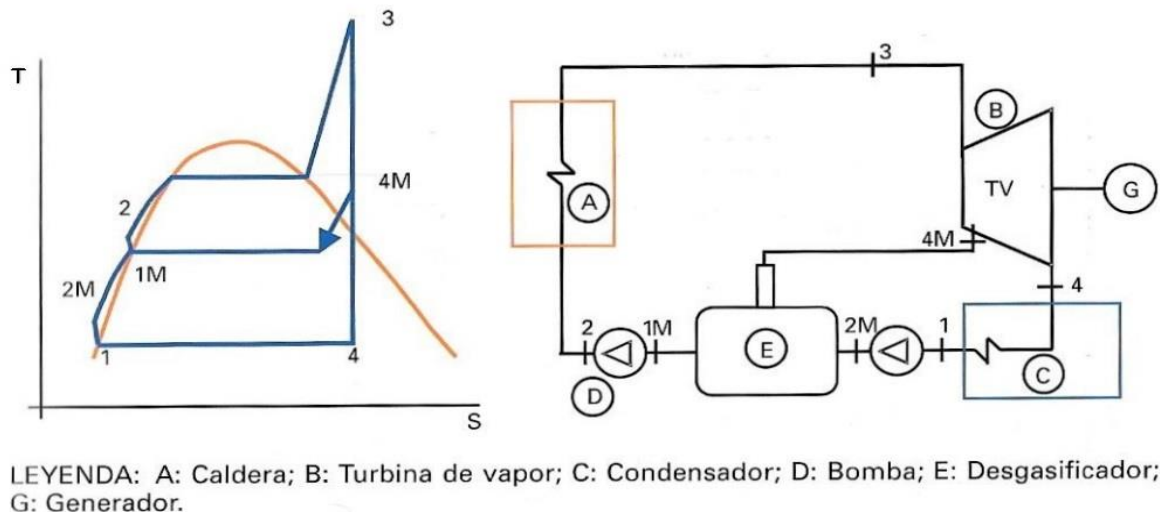


Figura 9.13: Ciclo Rankine con regeneración [20]

En centrales de ciclo combinado, sin embargo, el hecho de realizar extracciones regenerativas es contraproducente, ya que un incremento de la temperatura de aportación del agua a la caldera lleva aparejado un menor salto de temperaturas entre el agua y el gas en la caldera de recuperación de calor y una transmisión de calor menos eficaz en la misma. Por ello, la regeneración en centrales de ciclo combinado representa un menor incremento global del ciclo combinado [73].

c) Empleo de presiones de trabajo supercríticas

El empleo de presiones de trabajo supercríticas representa un incremento en la temperatura media de aportación de calor y, por tanto, un incremento de rendimiento a pesar de las dificultades constructivas que ello conlleva, tanto por los materiales empleados en los tubos de la caldera como por los restantes elementos que componen el ciclo.

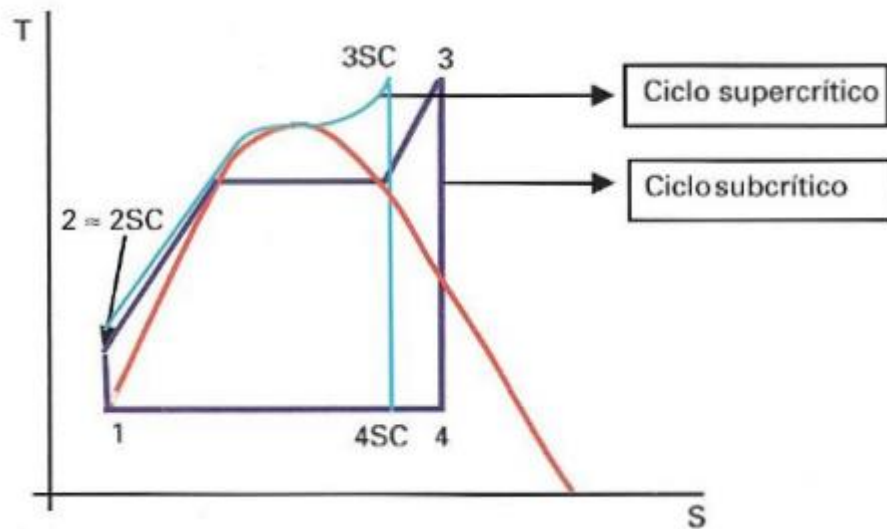


Figura 9.14: Diagrama T-S Ciclo Rankine supercrítico [20]

En los ciclos combinados, el empleo de presiones altas representa una mejora en el proceso de recuperación de calor, al acercar la línea de aportación de calor en el ciclo Rankine a la de cesión de energía de los gases de escape de la turbina de gas y, por ello, dando lugar a incrementos importantes en el rendimiento. Hay que tener en cuenta que los incrementos en la presión de alimentación de la caldera representan incrementos en la humedad existente en los últimos escalonamientos. Por ello, los incrementos en las presiones de trabajo en los ciclos combinados van normalmente acompañados de modificaciones tendentes a la reducción de la humedad existente en las últimas etapas de la turbina de vapor [73].

9.3.3 Elementos constitutivos de los ciclos combinados

9.3.3.1 Turbina de gas

Las primeras turbinas de gas aparecieron a finales de los años 40 como unas revolucionarias centrales de potencia autónomas. Inicialmente se usaron para cubrir excesos de demanda debido a su capacidad para arrancar con rapidez y a su pequeño tamaño. Las turbinas de gas alcanzaron una posición importante en el campo de la generación de potencia debido al crecimiento de la disponibilidad del gas natural, las mejoras de su fiabilidad, los aumentos de tamaño, una progresiva reducción de costes y un aumento de las eficiencias basado en mejores relaciones de presiones y temperaturas de quemado. Las últimas dos décadas han conducido a un espectacular crecimiento y a la consolidación del negocio de las turbinas de gas, con importantes empresas como la americana General Electric, la alemana Siemens o la japonesa Mitsubishi entre los principales fabricantes de este tipo de tecnología [50].

Los principales sistemas y subsistemas de las turbinas de gas son:

- El compresor que aumenta la presión del aire. Los compresores pueden ser centrífugos o axiales, estos últimos más populares para grandes tamaños. En los compresores de flujo axial el aire entra en la periferia del rotor donde los álabes están fijos, a diferencia de los centrífugos en los que el aire entra por el centro. El aire pasa a través de las hileras fijas y móviles de álabes cambiando de dirección y aceleración, respectivamente. Los álabes de un compresor se han desarrollado de manera precisa para alcanzar eficiencias del hasta el 90 %. Hay que destacar que el compresor consume alrededor de dos terceras partes de la energía producida [50].
- La cámara de combustión, donde se quema el combustible de manera eficiente. Se llevan a cabo mezclados adecuados, diluciones y enfriamientos de tal manera que se minimicen los puntos calientes y los gases abandonen la cámara con una temperatura uniforme. El combustible es mayoritariamente gas natural, aunque se pueden emplear también otros combustibles. Las longitudes de la cámara se diseñan para proporcionar el espacio y tiempo adecuados para que se produzca la combustión completa. Últimamente, la generación de NO_x , ha recibido mucha atención, reduciéndose los niveles de emisión de 70 a 10 ppmv en muchas de las nuevas turbinas de gas. Entre los tipos de cámara de combustión más importantes hay que destacar las cámaras de combustión tipo silo, las anulares y las tuboanulares [50].
- La turbina de gas propiamente dicha, la cual genera la potencia necesaria para hacer funcionar el compresor y accionar el generador, además de proveer gases de escape calientes que se pueden utilizar. Los gases de la combustión se expanden en los álabes y toberas de la turbina de gas, de forma que una parte del calor se convierte en energía cinética en las toberas y otra parte se transfiere a los álabes del rotor para la conversión en energía eléctrica. Los álabes y toberas están expuestos a temperaturas muy altas, lo cual junto con los contaminantes del aire y del combustible hace que se produzcan procesos acelerados de oxidación y corrosión. Debido a que los contaminantes son difíciles de eliminar e imposibles de prevenir, la única manera de lidiar con este problema es recurrir a aleaciones de alta calidad y a revestimientos para resistir la corrosión y extender la vida útil de las partes calientes [50].
- Los siguientes subsistemas completan la configuración de la turbina de gas: sistema de limpieza del aire de entrada, sistema de acondicionamiento del combustible, sistema de lubricación, sistema de arranque y sistema de control [50].

Las turbinas de gas pueden clasificarse por el número de ejes que poseen, bien eje único o monoje, o bien multieje, tanto doble eje como incluso triple eje [50].

- En turbinas de un solo eje o monoje, populares en aplicaciones de accionamiento, solo existe un eje común con todas las etapas operando a la misma velocidad [50].

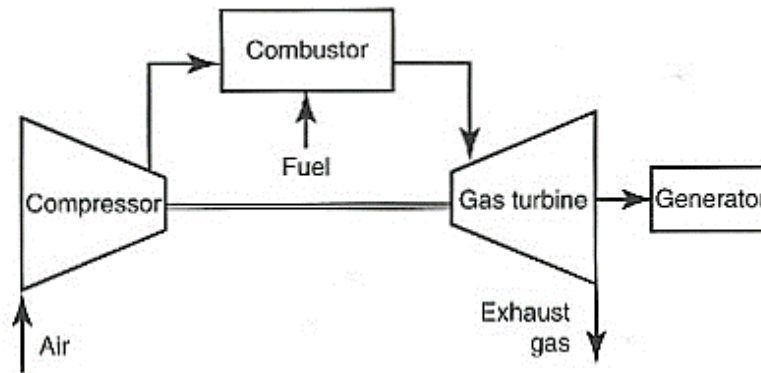


Figura 9.15: Turbina de gas de un solo eje [50]

- En la disposición de doble eje, la parte de alta presión de la turbina de gas se monta en un eje separado conectado al compresor, mientras que la otra parte está rígidamente conectada al generador y se denomina turbina de potencia [50].

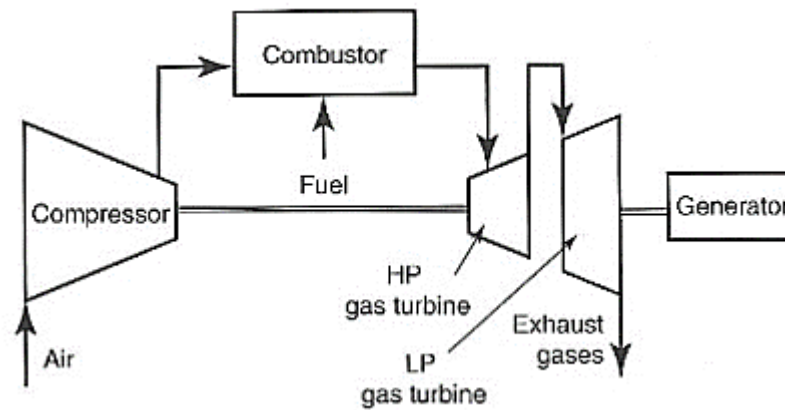


Figura 9.16: Turbina de gas de doble eje [50]

- Por último, en la disposición de triple eje existe una división adicional, tal y como se muestra en la Figura 9.17, de forma que el compresor se divide en dos partes que poseen ejes de accionamiento independientes [50].

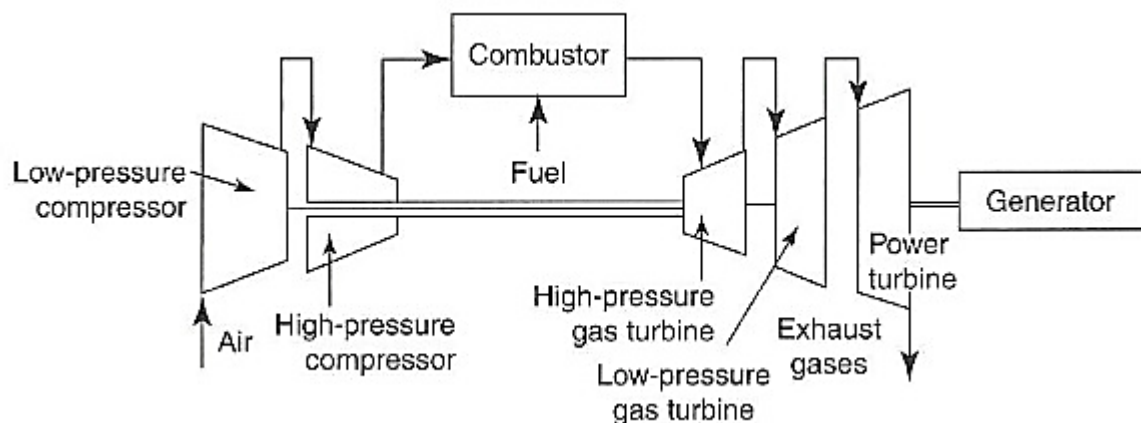


Figura 9.17: Turbina de gas de triple eje [50]

Por otro lado, las turbinas de gas pueden clasificarse en función de su origen en:

- **Aeroderivadas:** la turbina de gas fue desarrollada originariamente por la industria aeroespacial. Estas turbinas, con algunas pequeñas modificaciones para adaptarse a las operaciones terrestres, han sido aplicadas para la generación de electricidad desde principios de los años 60. Estas turbinas están hechas de materiales mucho más ligeros, son más eficientes gracias a las mayores temperaturas de combustión y a los mayores ratios de compresión y son capaces de funcionar a mayores velocidades. Por el contrario, son más delicadas y más caras [50].



Figura 9.18: Turbina de gas aeroderivada modelo LM6000-PG fabricada por General Electric [56]

- **Industriales:** estas turbinas están desarrolladas principalmente para aplicaciones de generación de electricidad y cogeneración. Son más pesadas y robustas, y pueden quemar gas, fuel oil, y combustibles pesados tales como queroseno, diésel y crudo. Además, mientras que el rango de las turbinas aeroderivadas llega hasta los 100 MWe, las turbinas industriales pueden alcanzar hasta 340 MWe [50].

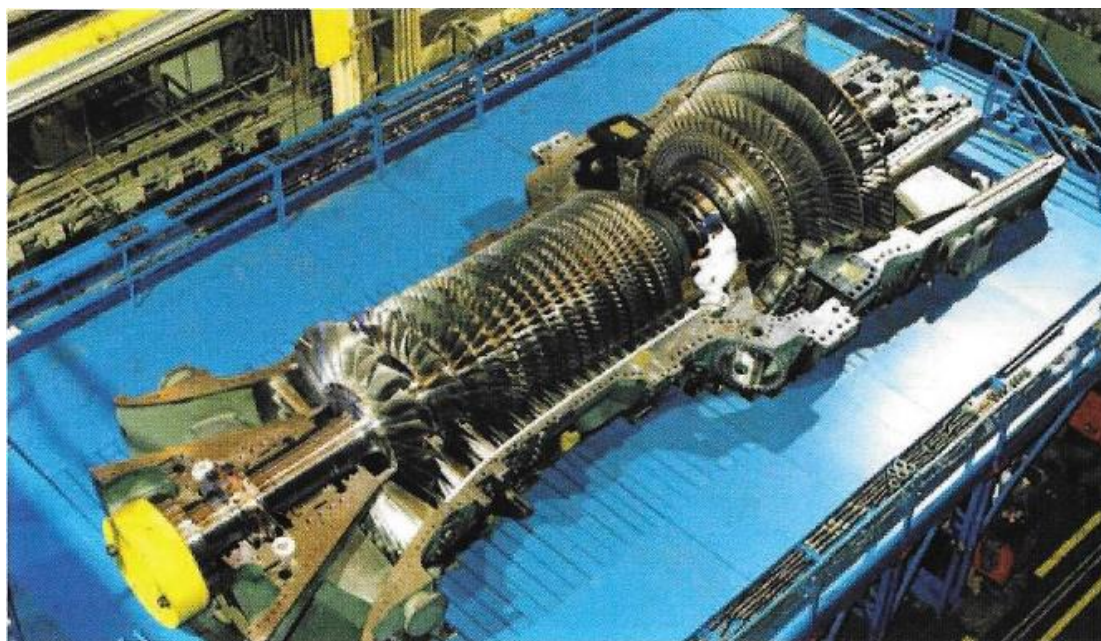


Figura 9.19: Rotor de una turbina de gas industrial modelo 9H fabricada por General Electric [56]

Por tanto, a la hora de elegir entre un tipo u otro, se puede afirmar que para las aplicaciones que requieren potencias de hasta 100 MWe, ambos tipos pueden ser considerados, dependiendo de los factores económicos. Para más de 100 MWe solo son adecuadas las turbinas industriales. Sin embargo, las turbinas aeroderivadas son la única opción cuando el peso o la eficiencia son parámetros prioritarios a tener en cuenta, a pesar de su mayor coste [50].

La turbina de gas, para el caso de un ciclo combinado, es un motor de combustión interna que transforma en energía mecánica la energía de combustión de un gas. En las turbinas de gas empleadas en los ciclos combinados, en la versión más sencilla, el aire se filtra, se comprime en el compresor y se introduce como comburente en la cámara de combustión. Parte del aire comprimido se puede emplear para la refrigeración de las partes calientes de la cámara de combustión y de las primeras etapas de la turbina de gas. Los gases resultantes de la combustión ceden parte de su energía en las ruedas de la turbina transformando la energía asociada a la presión, temperatura y velocidad de la corriente de gases en energía mecánica en el eje. La máxima temperatura admisible por los gases está limitada por consideraciones de resistencia térmica y mecánica de los materiales empleados. En el escape de la turbina los gases llevan una considerable energía (en torno al 60% de la energía aportada por el combustible) que se recupera en su mayor parte en el HRSG [50].

9.3.3.2 Turbina de vapor

La turbina de vapor de una planta de cogeneración es un equipo sencillo y, como máquina industrial, es una máquina madura, bien conocida y muy experimentada de la que se conoce casi todo. Más del 70 % de la energía eléctrica generada en el mundo se produce diariamente con este tipo de tecnología. El principio de funcionamiento es muy simple: se introduce vapor a una temperatura y presión determinadas, y este vapor hace girar unos álabes unidos a un eje rotor, de forma que el vapor introducido sale a una presión y temperatura inferiores [74].

Internamente, los elementos principales de la turbina de vapor propiamente dicha son [74]:

- El rotor, que es la parte móvil de la turbina.
- El estator o carcasa, que es la parte fija que aloja el rotor, y que sirve de almacén y sustentación de la turbina.
- El rotor y el estator están constituidos por álabes, que son los órganos de la turbina donde tiene lugar la expansión del vapor. Por su parte, los álabes fijos que están ensamblados en los diafragmas que forman parte del estator sirven para dar la dirección adecuada al vapor que empuja después los álabes móviles.
- Los diafragmas, por tanto, son discos semicirculares que van dispuestos en el interior de la carcasa perpendicularmente al eje y que llevan en su periferia los álabes fijos.
- Los cojinetes, que son los elementos que soportan los esfuerzos y el peso del eje de la turbina. Éstos pueden ser radiales, si soportan los esfuerzos verticales y el peso del eje, o axiales, si soportan el esfuerzo en la dirección longitudinal en la dirección del eje.
- Los sistemas de estanqueidad, que se encargan de evitar escapes de vapor de la turbina.

Por otro lado, la turbina de vapor entendida como el circuito de vapor que recorre el ciclo presenta los siguientes elementos [74]:

- Condensador: su función es establecer el mayor vacío posible eliminando el calor de condensación del vapor de agua.
- Bombas de condensado: tienen por misión aumentar la presión del líquido procedente del condensador antes de que entre en la caldera de recuperación.
- Válvulas: entre las que cabe mencionar las válvulas de parada, que actúan por seguridad y en situaciones de emergencia para cortar el flujo de vapor de entrada, y las válvulas de control y regulación, que proporcionan el caudal de vapor deseado para dar la potencia requerida por la turbina.

Existen varias clasificaciones de las turbinas dependiendo del criterio utilizado, entre las que cabe destacar [74]:

- La clasificación según el número de etapas: pueden clasificarse en turbinas monoetapa, para pequeñas y medianas potencias, y turbinas multietapa, es las que la demanda de potencia es muy elevada.
- Según la presión del vapor de salida: encontramos las turbinas a contrapresión, donde el vapor de escape se utilizado posteriormente en el proceso, las de escape libre, en donde el vapor se dirige hacia la atmósfera, y las de condensación, donde el escape es condensado con agua de refrigeración, las cuales son las que se emplean en máquinas de gran potencia.
- Según la forma en que se realiza la transformación de energía térmica en mecánica tenemos, por un lado, las turbinas de acción, en las cuales la transformación se realiza en los álabes fijos y, por otro lado, las turbinas de reacción, en las que la transformación se realiza a la vez en los álabes fijos y en los móviles.

- Según la dirección del flujo en el rodete encontramos las turbinas axiales, donde el paso de vapor se realiza siguiendo la dirección del eje de la turbina, siendo el tipo más habitual, y las turbinas radiales, donde el paso de vapor se realiza siguiendo todas las direcciones perpendiculares al eje de la turbina.

En las turbinas de vapor empleadas en los ciclos combinados el vapor a alta presión generado en la caldera de recuperación de calor se expande en los cuerpos de la turbina hasta la presión de condensación. La energía del vapor no aprovechable en forma de energía mecánica en el proceso de expansión se cede en parte al foco frío en el condensador, donde el vapor de agua se transforma en agua líquida y así facilita el proceso de elevación de presión posterior. A la salida del condensador, una o dos etapas de bombeo se encargan de elevar la presión del agua desde el pozo de condensado hasta la caldera de recuperación de calor, donde se produce el calentamiento, vaporización del agua y sobrecalentamiento del vapor a presión constante. A la salida de la caldera, el vapor producido se introduce en la turbina de vapor repitiendo de nuevo los procesos ya descritos. Las turbinas de vapor empleadas en los ciclos combinados son en esencia similares a las empleadas en centrales convencionales, si bien presentan particularidades específicas derivadas de las características del vapor que producen los gases de escape de las turbinas de gas y las necesidades de operación de la central de ciclo combinado [20].

Las turbinas de vapor de los ciclos combinados cuentan con ventajas que las confieren mayor fiabilidad comparadas con las de los grupos térmicos convencionales. Los ciclos combinados generalmente operan con condiciones de vapor más modestas que las centrales convencionales, especialmente en lo referente a la presión de vapor. Esto permite diseños de turbina de vapor más sencillos, de carcasa simple, con tamaños y espesores más pequeños, que les confieren inercias térmicas, expansiones y fatigas más reducidas [20].

La capacidad de operación cíclica de los ciclos combinados exige en las turbinas de vapor unos diseños geométricos especiales tendentes a reducir las fatigas térmicas en los puntos sometidos a más alta temperatura, así como seleccionar muy cuidadosamente las tolerancias axiales para permitir importantes expansiones diferenciales entre el rotor y la carcasa durante los arranques, paradas y subidas rápidas de carga, sin comprometer las pérdidas por fugas entre etapas ni llegar a situaciones de bloqueo del rotor por rozamiento con las partes estáticas de la turbina [20].

Asimismo, el dimensionamiento del escape de una turbina de vapor es siempre muy importante, pero especialmente crítico en las aplicaciones de ciclo combinado. El vapor que abandona el escape de la turbina de baja presión hacia el condensador contiene una considerable cantidad de energía cinética, cuyo aprovechamiento es vital para la optimización del ciclo [20].

Por último, en referencia al montaje, las turbinas de vapor de los ciclos combinados están diseñadas de la forma más compacta y modular posible con el objetivo de reducir los costes y tiempos de transporte, montaje y mantenimiento. En la mayor parte de los casos, y cuando el tamaño lo permite, las turbinas de vapor salen de fábrica completamente ensambladas, probadas y equilibradas con el objeto de minimizar al máximo los tiempos de montaje. De esta manera se reduce el número de partes que deben ser montadas en el emplazamiento final y la probabilidad de errores o daños durante el montaje. Las tareas cuya ejecución es más crítica en cuanto a duración y dificultad, como son ajustes finales, alineamientos y comprobación de las tolerancias, se realizan en ambientes controlados [20].

9.3.3.3 *HRSO o Caldera de recuperaci3n*

Hasta principios de los a1os 70, los HRSO eran simples intercambiadores de calor colocados tras las turbina de gas para la extracci3n de calor. Al igual que las turbinas de gas crecieron enormemente en tama1o y complejidad, los HRSO siguieron su propia evoluci3n paralela, asumiendo diferentes formas. A d1a de hoy se fabrican dise1os horizontales y verticales. Las temperaturas de los gases de escape se mueven en un rango entre 415 y 630 ° C con flujos de hasta 740 kg/s en aquellas plantas en las que la misi3n del HRSO es la de producir vapor.

El HRSO se utiliza fundamentalmente para recuperar la energ1a de los gases de escape calientes, aprovechando su entalp1a, para la generaci3n de m1s energ1a t1rmica 1til (cogeneraci3n) y para producir vapor que ser1 utilizado en la turbina de vapor para producir energ1a el1ctrica. Consisten b1asicamente en una sucesi3n de distintos bancos de tubos por los que circula agua-vapor, que se montan a la salida del escape de la turbina de gas, produci3ndose el intercambio de calor. De esta forma, el agua a lo largo de su recorrido por el HRSO se ir1 calentando hasta alcanzar la temperatura de saturaci3n, momento en el cual se empieza a formar el vapor [50].

Los componentes principales de un HRSO son [75]:

- Economizador: es la superficie de intercambio con menor temperatura, de manera que el agua que sale del economizador tiene una temperatura inferior a la de saturaci3n, de manera que no se produce vapor. El agua a la salida del economizador se dirige al calder1n del evaporador, situ1ndose en la parte baja de 1ste, para ser conducido posteriormente a los tubos del evaporador. L3gicamente, el economizador es el 1ltimo elemento que se sit1a en el sentido del avance de los gases de escape.
- Evaporador: intercambiador que sigue al economizador, donde se genera el vapor en los bancos de convecci3n. Lleva asociado uno o dos calderines a los que se env1a el vapor generado, que se almacena en su parte superior (y de los que se toma el agua precalentada en el economizador, almacenada en la parte inferior).
- Calder1n: es el elemento en el que se produce la separaci3n entre el agua y el vapor. Se trata de un dep3sito cil1ndrico horizontal que dispone en su interior de separadores de humedad y secadores de vapor, de tal manera que la mezcla agua-vapor que recorre el evaporador y que se introduce en el calder1n pasa a trav1s de los separadores de humedad, que retienen la parte l1quida, la cual es devuelta al evaporador. Adem1s, el vapor se ve obligado a recorrer el secador para conseguir separar las gotas de l1quido que pudiera contener, las cuales se env1an al calder1n mezcl1ndose con el agua procedente del economizador. El vapor escapa finalmente por la parte superior del calder1n en direcci3n al sobrecalentador.
- Sobrecalentador y recalentador: es el componente que se utiliza para generar vapor sobrecalentado y a trav1s de 1l solo circula vapor. Es el primer componente con el que se encuentran los gases de escape de la turbina de gas, es decir, cuando 1stos poseen mayor temperatura.
- Otros componentes secundarios que merece la pena destacar son el desgasificador, encargado de eliminar los gases disueltos del agua de alimentaci3n que podr1an provocar corrosiones (ox1geno y otros), el tanque de agua de alimentaci3n, que es el dep3sito en donde se acumula el agua que alimenta a nuestro sistema, y las bombas de alimentaci3n, encargadas de enviar el agua desde el tanque de agua de alimentaci3n hasta el economizador correspondiente.

Para el diseño de las calderas de recuperación, se deben conocer las características de los gases con los que se va a trabajar. Es, asimismo, interesante, conocer la velocidad y el caudal de los gases de escape para tener en cuenta los posibles problemas de vibraciones en conductos. Por lo general, la temperatura de los gases se encuentra en torno a 100- 160 ° C para un nivel de presión, mientras que la temperatura de entrada del agua oscilará entre los 105 y 120 ° C. Los dos parámetros de diseño fundamentales con los que se trabaja son el *pinch point* y el *approach point*, que han sido definidos en el Capítulo 2 [50].

En muchos aspectos, los HRSG difieren de las demás calderas [50]:

- A diferencia de las centrales de carbón, que están construidas alrededor de la caldera, las centrales de gas están diseñadas en torno a las turbinas de gas y vapor, con el HRSG en una posición secundaria de importancia.
- Un HRSG no presenta en absoluto el tamaño y la complejidad de una central con caldera de carbón, si bien es importante en el esquema de una central de ciclo combinado, ya que representa el aspecto más crítico de este tipo de plantas, su rendimiento rige e influye enormemente en el rendimiento global de la central y su precio puede exceder incluso el de la turbina de vapor.
- Tiene múltiples niveles de presión y temperatura, no tiene ventiladores ni post-combustión en muchos casos, no presenta materiales refractarios ni cenizas, y los tubos son aleteados, de manera que el HRSG representa un dispositivo totalmente diferente en concepto y construcción.
- En una caldera convencional, los mecanismos de transferencia de la energía térmica son por convección y radiación. En una caldera de recuperación de calor solo habrá convección.
- Los rangos de temperaturas son muy diferentes. En una caldera convencional los productos de la combustión tienen una temperatura inicial superior a los 1500 ° C y la salida del economizador de la caldera se encuentra próxima a los 400 ° C, mientras que para una caldera de recuperación de calor, tales temperaturas de salida y entrada se sitúan en torno a 500 y 150 ° C, respectivamente.
- La temperatura del agua también es diferente. En el caso de una caldera convencional el agua puede entrar a temperaturas superiores a los 200 ° C, mientras que en el caso de una caldera de recuperación el agua entra a una temperatura comprendida entre 60 y 120 °C.

Por tanto, la caldera de recuperación de calor puede ser concebida como dos o tres calderas que operan a diferente presión y temperatura, acomodadas dentro de un mismo recinto. Por lo general suelen tener al menos dos niveles de presión excepto en unidades muy pequeñas. En ciclos de potencia de 100 MWe y superiores es habitual que haya 3 niveles, denominados como alta, intermedia y baja presión [50].

Por su parte, el vapor de alta presión se utiliza para generación de potencia. El nivel de alta presión ha subido paulatinamente hasta alcanzar presiones de hasta 170 bares y 570 ° C para las turbinas de mayor tamaño.

Por otra parte, el vapor de presión intermedia se utiliza para producción de potencia y también para inyección de vapor dentro de la turbina de gas. Los niveles de presión intermedia están entre 25-35

bar y 450 ° C. En las calderas con recalentamiento, el vapor de presión intermedia se añade al vapor expandido en el nivel de alta presión. El recalentamiento suele emplearse en ciclos combinados con una potencia de 300 MW en adelante

Por último, el vapor de baja presión se utiliza para calentar el condensado o para la desgaseificación, a una presión de entre 3 y 6 bar [50].

La clasificación más habitual de las calderas de recuperación suele distinguir entre calderas de recuperación verticales u horizontales, en función de la dirección de la trayectoria que sigue el gas de escape. Las calderas horizontales suelen tener una circulación natural, mientras que las calderas verticales son de circulación forzada o asistida [50].

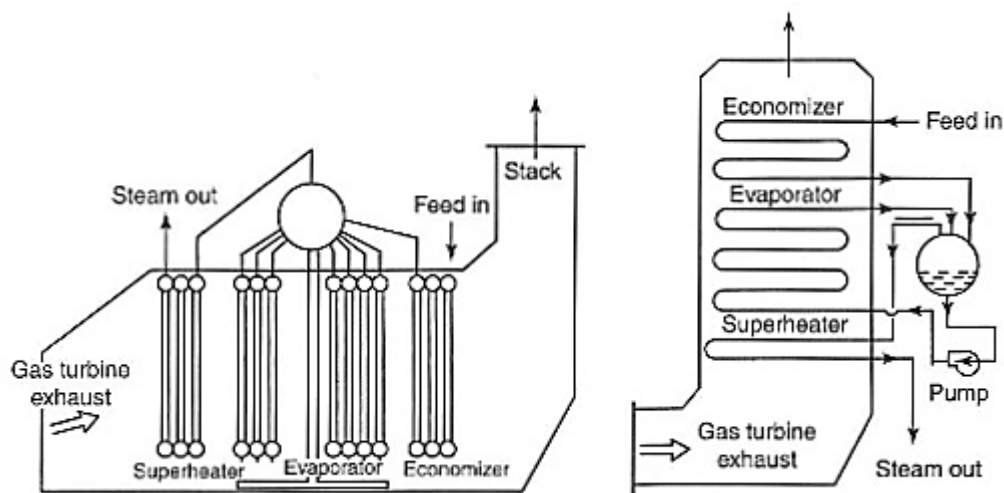


Figura 9.20: Esquema de HRSG horizontal (izquierda) y vertical (derecha) [50]

Otra posible clasificación distingue entre calderas de recuperación con y sin post-combustión, si bien las calderas sin post-combustión son las más extendidas. Por su parte, las calderas con post-combustión consisten en la incorporación de un quemador a la entrada de la caldera de recuperación que permite aprovechar el oxígeno en exceso de los gases de la salida de la turbina de gas [20].

9.3.4 Ciclo Combinado según el número de niveles de presión

9.3.4.1 Un nivel de presión

El ciclo combinado más sencillo es el de un solo nivel de presión. Dado que las turbinas de gas utilizadas en los ciclos combinados están estandarizadas, con potencias y temperaturas de gases ya definidas, quedan como grados de libertad para la optimización del ciclo la presión, la temperatura y el caudal de vapor producido en el HRSG, los cuales deben seleccionarse de tal manera que se obtenga el menos coste final del kWh producido en el conjunto caldera-turbina de vapor [20].

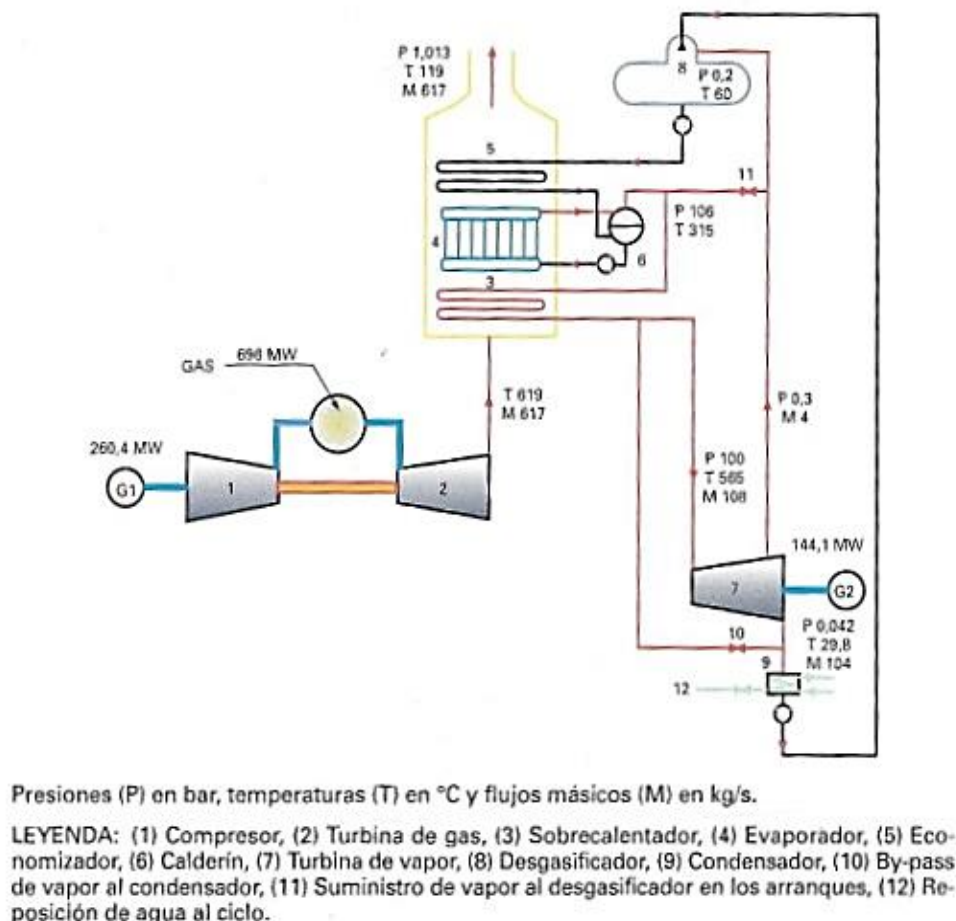


Figura 9.21: Esquema de un Ciclo Combinado con 1 nivel de presión. Potencia bruta 404,5 MW. Rendimiento bruto 58,1 % [20]

A continuación, se van a estudiar una serie de parámetros que contribuyen a definir de forma más eficiente el ciclo agua-vapor.

Con objeto de optimizar la potencia y el rendimiento de la turbina de vapor, se parte de la máxima temperatura posible para el vapor, cuyo límite se establece en la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas menos 25 ° C, y de la presión que permite obtener la máxima producción de energía en la turbina teniendo en cuenta las limitaciones que imponen la presión en el condensador, cuya presión está en torno a 0,04 bar, y el contenido máximo admisible de humedad en la última rueda de la turbina de vapor, que tiene un máximo del 18 % [20].

Recordando que la potencia en el eje de la turbina de vapor depende de dos factores, flujo másico y salto entálpico, según la fórmula 9.17, la presión de vapor se seleccionará de forma que se maximicen ambos parámetros permaneciendo compatibles con los aspectos económicos del resto de la instalación [20].

Por un lado, una presión elevada daría lugar a una menor generación de vapor al aumentar la temperatura de saturación con la presión y, por tanto, una menor recuperación del calor de los gases de escape de la turbina de gas. Por otro, con presiones de vapor pequeñas habrá una mayor producción de vapor y una mayor recuperación del calor de los gases, pero al bajar la densidad de la masa de vapor se originarán mayores pérdidas internas en los equipos, siendo necesario un diseño más caro

de la instalación. Por tanto, para optimizar el salto de entalpía, el óptimo de presión de vapor para una temperatura determinada es aquel que, siendo lo más alto posible y compatible con la máxima recuperación de calor, no dé lugar al final de la etapa de expansión a un contenido de humedad superior al máximo admisible en las últimas ruedas de la turbina [20].

Por su parte, la temperatura de vapor a turbina se selecciona logrando un equilibrio entre la mejora del salto de entalpía, la disminución del caudal de vapor que se produce al aumentar la temperatura de vapor y el mayor coste de los materiales del sobrecalentador y de la tuberías de vapor a la turbina [20].

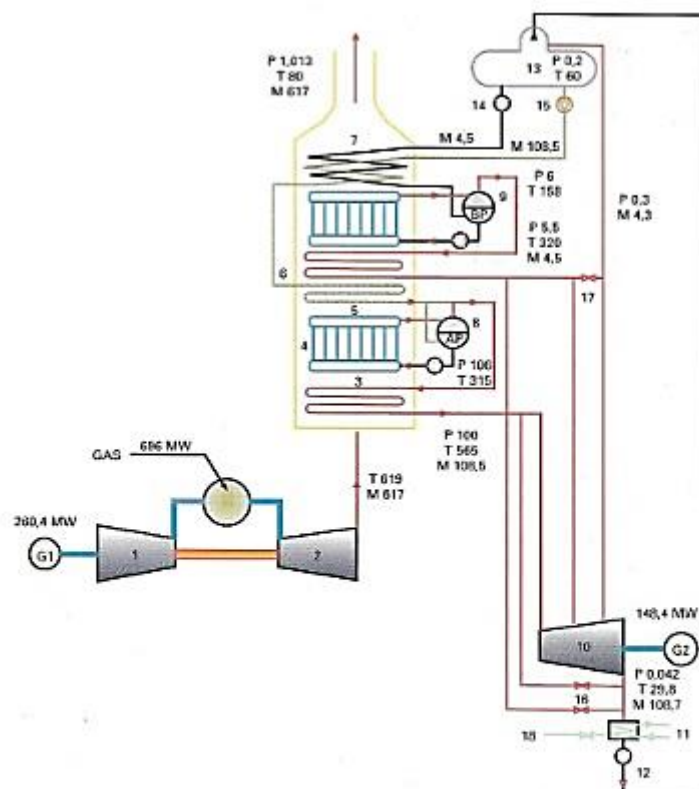
Los valores del pinch point y del approach point para un único nivel de presión estarían comprendidos entre 5 y 10 ° C [20].

Otros parámetros a tener en cuenta son la caída de presión en el sobrecalentador, que reduce la producción de vapor, y la caída de presión en el economizador, que tiene una influencia directa en el consumo de las bombas de agua de alimentación. En ambos casos la geometría y diámetro de los tubos juegan un papel esencial, teniendo que buscar una vez más el equilibrio entre coste y eficiencia.

Por último, el rendimiento de la caldera de recuperación aumenta cuanto más baja es la temperatura del agua a la entrada del economizador, ya que de este modo se reduce la temperatura de salida de los gases hacia la chimenea. Esta es la razón por la cual no existen calentadores de agua en un ciclo combinado, característica diferencial con respecto a las centrales de caldera convencional, que consiguen mayores eficiencias calentando el agua de alimentación por medio de múltiples extracciones de vapor de la turbina. En los ciclos combinados, solo se calienta el agua de alimentación en el desgasificador o en el condensador con el fin de reducir la solubilidad de los gases en el agua y poder eliminarlos [20].

9.3.4.2 *Dos niveles de presión*

En el balance térmico del ciclo combinado con un nivel de presión la temperatura de la salida de gases de la chimenea es de 120 ° C (ver figura 9.21). Con el fin de reducir esta temperatura y las pérdidas por calor sensible, y mejorar el rendimiento del ciclo, se puede aumentar a dos los niveles de presión de vapor en la caldera [20]. En la Figura 9.22 se puede observar el esquema de un ciclo combinado con 2 niveles de presión.



Presiones (P) en bar, temperaturas (T) en °C y flujos másicos (M) en kg/s.

LEYENDA: (1) Compresor, (2) Turbina de gas, (3) Sobrecalentador alta presión, (4) Evaporador alta presión, (5) Economizador alta presión, (6) Sobrecalentador baja presión, (7) Economizador alta presión / baja presión, (8) Calderín alta presión, (9) Calderín baja presión, (10) Turbina de vapor, (11) Condensador, (12) Bomba condensado, (13) Desgasificador, (14) Bomba de agua de alimentación de alta presión, (15) Bomba de agua de alimentación de baja presión, (16) By-pass de vapor al condensador, (17) Suministro de vapor al desgasificador en los arranques, (18) Reposición de agua al ciclo.

Figura 9.22: Esquema de un Ciclo Combinado con 2 niveles de presión. Potencia bruta 408,8 MW. Rendimiento bruto 58,7 % [20]

De la observación de las Figuras 9.21 y 9.22 se comprueba que partiendo de la misma turbina de gas, en el ciclo con dos niveles de presión, además del mismo caudal, presión y temperatura en el vapor de alta presión, se obtiene un suplemento adicional de vapor a menor presión y temperatura. Ello se debe a que en el nivel de baja presión, por la menor presión y temperatura de saturación, se puede aprovechar de manera más eficiente el calor sensible de los gases de menor temperatura y así incrementar el trabajo producido en la turbina de vapor.

En este caso, la presión de vapor de alta presión debe seguir siendo elevada para obtener un salto entálpico que maximice la potencia en la turbina de vapor, teniendo en cuenta el vacío del condensador y el grado de humedad en la última rueda de la turbina de vapor, según los criterios expuestos para un nivel de presión. Por su parte, la presión de vapor de baja presión debe ser pequeña para poder aprovechar el calor sensible de los gases a baja temperatura durante el proceso de evaporación, pero no demasiado, ya que disminuiría el salto de entalpía en la turbina, aumentaría el flujo de vapor y encarecería el coste de algunos equipos. Por ello, se selecciona la presión de vapor de alta presión en 100 bar (como en el caso de un nivel de presión) y la de baja alrededor de 5 bar.

En lo que se refiere a la temperatura de vapor, a diferencia del ciclo con un solo nivel de presión, donde un incremento de la temperatura del vapor de alto provocaba un ligero aumento de la potencia de la turbina de vapor, en el ciclo con dos niveles la potencia de la turbina de vapor aumenta cuanto

mayor es la temperatura del vapor de alta presión. Sin embargo, un aumento de la temperatura del vapor de baja presión tiene solamente un ligero efecto positivo en la potencia de la turbina de vapor, como sucedía en el ciclo de 1 nivel de presión.

En el ciclo de dos niveles, nos encontramos con dos temperaturas de pinch point, una por cada evaporador (de alta y de baja). Los valores de este parámetro en alta presión no tienen un efecto tan acusado sobre la potencia de la turbina de vapor como en ciclo de 1 nivel de presión, puesto que la energía no utilizada si se utilizan valores altos del pinch point puede ser recuperada a baja presión. Sin embargo, como el mejor valor energético se obtiene aumentando la calidad del vapor de alta presión, se suelen utilizar valores de pinch point en alta presión de entre 5 y 8 °C y un poco más altos en la baja presión. Por su parte, la temperatura de approach también será menor, dado que se aspira a mejorar la eficiencia del ciclo [20].

En la Figura 9.23 se presenta el diagrama de transferencia de energía entre el gas y el agua-vapor en un ciclo combinado con dos niveles de presión, que como era de esperar tiene dos pinch point y dos approach point por cada nivel de presión.

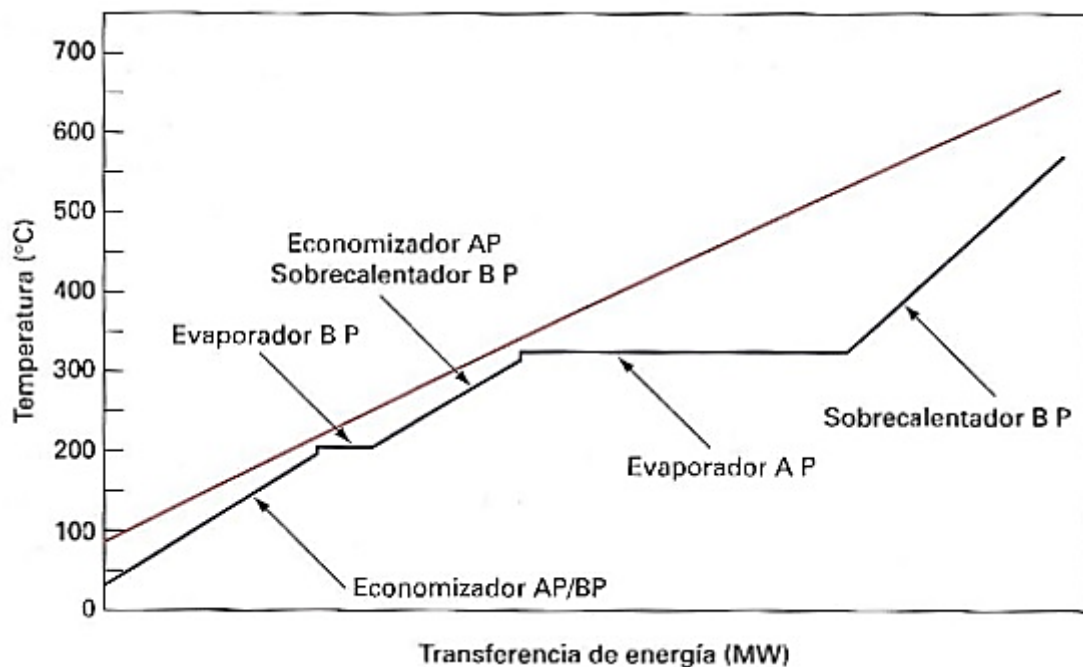


Figura 9.23: Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en el HRSG de un Ciclo Combinado de 2 niveles de presión. [20]

9.3.4.3 Tres niveles de presión

Añadiendo un tercer nivel de presión al ciclo se puede mejorar aún más el rendimiento al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas [20].

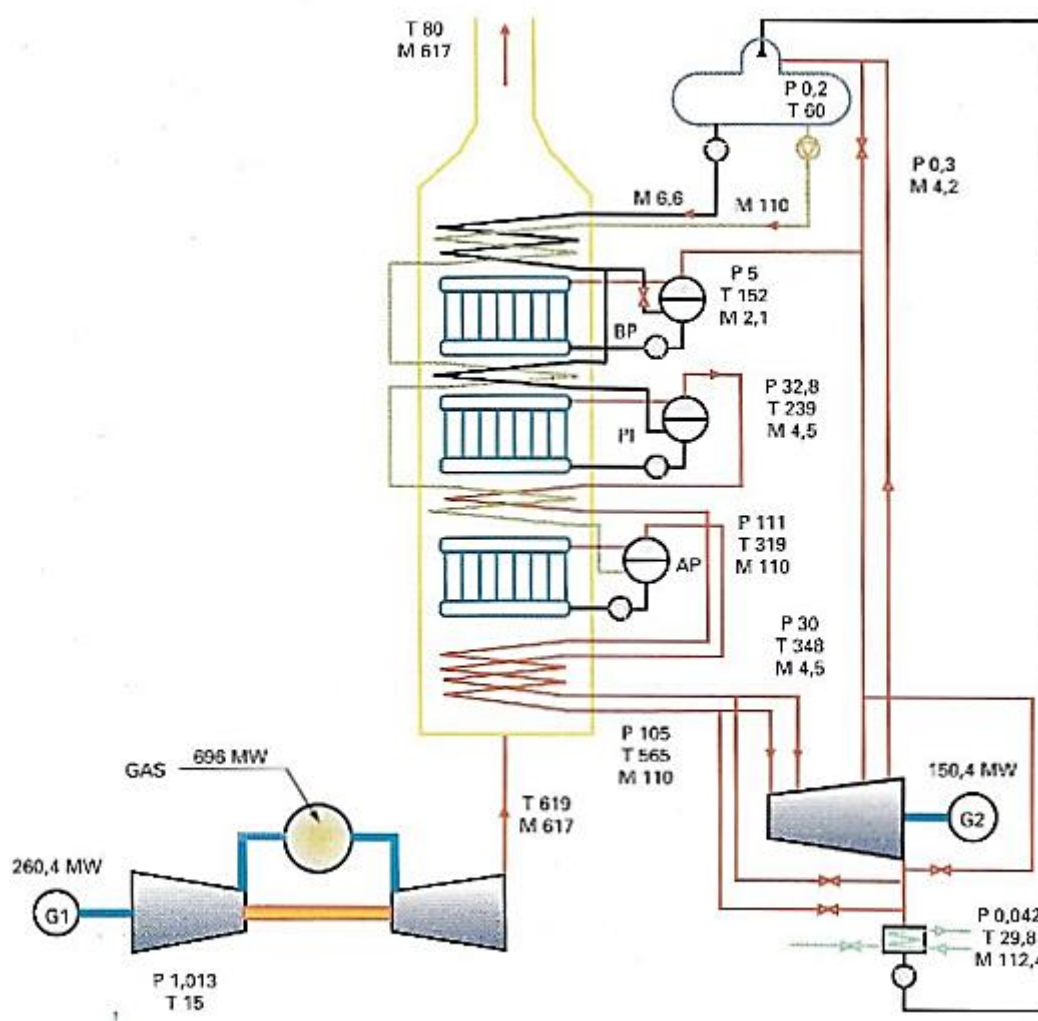


Figura 9.24: Esquema de un ciclo combinado con 3 niveles de presión. Potencia bruta 410,8 MW. Rendimiento bruto 59,0 %. [20]

En la Figura 9.24 se observa cómo el agua de alimentación a la salida del economizador primario de presión intermedia se divide, yendo una parte al economizador secundario de presión intermedia y la otra al calderín de baja presión. El resultado final es una ligera ganancia de potencia con respecto al ciclo combinado de dos niveles, ya que el incremento de energía disponible en el nivel de presión intermedia compensa la disminución en alta y baja presión [20].

Si se fija en 5 bares la presión del vapor de baja presión, dado que representa más o menos el punto de equilibrio entre potencia y coste, se concluye que a medida que se eleva la presión de alta, con un límite de unos 105 bares para evitar humedades superiores al 18 % en la última rueda de vapor, la presión intermedia que proporciona mejor potencia en la turbina es también elevada, concretamente entre 25 y 30 bar.

En cuanto a la temperatura del vapor, ésta sigue pautas semejantes a las del ciclo combinado con 2 niveles de presión, teniendo un papel preponderante la temperatura del vapor de alta presión, mejorando ligeramente la potencia de la turbina a medida que se incrementa la temperatura del vapor de presión intermedia y con poca repercusión en la baja presión. Conviene resaltar el papel de la etapa de presión intermedia, ya que su sobrecalentamiento a valores próximos al de alta presión contribuye a reducir el grado de humedad en las últimas etapas de turbina. Sin embargo, la mezcla de vapor de presión intermedia con el vapor de alta presión que se está expandiendo en la turbina puede originar en la zona de mezcla fatiga térmica debido a la diferencia de temperatura de ambos vapores.

En cuanto al pinch point y a la temperatura de approach, se pueden establecer consideraciones similares a las del ciclo con dos niveles, alcanzando un equilibrio entre la mejora de la potencia y el aumento de superficie en la caldera, siendo lo valores óptimos aquellos comprendidos entre 5 y 10 grados centígrados [20].

9.3.5 Configuraciones típicas empleadas en los Ciclos Combinados

En la configuración de un ciclo combinado es relativamente frecuente que varias turbinas de gas alimenten con el vapor que producen sus calderas de recuperación de calor a una única turbina de vapor. Este hecho obliga a presentar una clasificación atendiendo al número de equipos principales existentes en la central. La disposición relativa de los ejes de la turbina de gas y de la turbina de vapor hace que se pueda establecer otra clasificación atendiendo al número de ejes principales de que consta el tren de potencia, bien monoeje o bien multieje. Además, en los monoeje, el generador puede estar en el extremo del eje, lo cual facilita el mantenimiento, o entre la turbina de gas y la de vapor, configuración en la que existe un embrague que acopla la turbina de vapor con el eje de la turbina de gas y el generador, permitiendo producir energía funcionando solo con la turbina de gas.

Atendiendo al número de equipos principales existentes, las configuraciones 1 x 1 (una turbina de gas que alimenta una turbina de vapor) y 2 x 1 (dos turbinas de gas que alimentan una turbina de vapor) son las más frecuentes, si bien son posibles otras tales como 3 x 1, 4 x 1, etc. Es importante mencionar que para las configuraciones 2 x 1, 3 x 1, etc., cuando por una situación operativa de la central al menos una de las calderas está fuera de servicio y la otra funcionando, existe la posibilidad de que puedan producirse retornos de vapor desde el colector común de vapor a las calderas que están fuera de servicio. Si esto ocurre, pueden producirse daños en los tubos y materiales no aleados de la caldera. Para evitarlo, se debe poner especial énfasis en la calidad de las válvulas de retención y cierre [20].

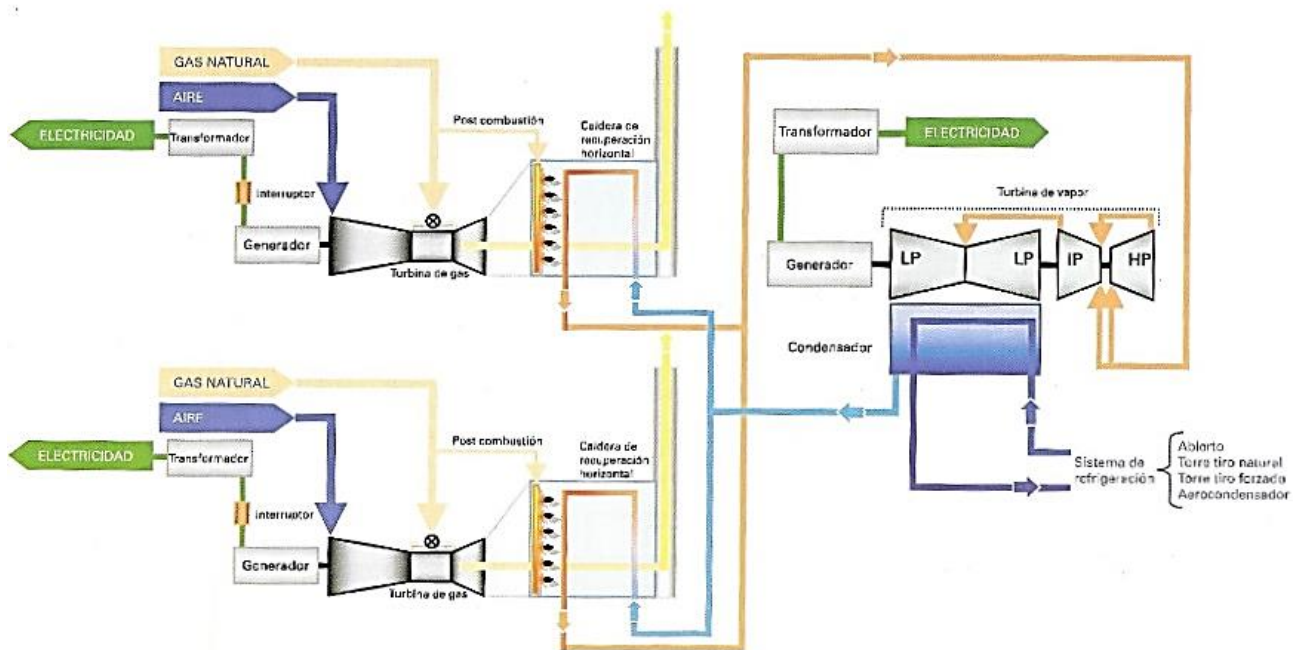


Figura 9.25: Esquema Ciclo Combinado en configuración 2 x 1 [20]

Teniendo en cuenta la disposición relativa de los ejes (monoeje y multieje) y la posición del generador en el caso de los monoeje, las principales configuraciones empleadas en disposiciones de una turbina de gas y otra de vapor (1 x 1) son [20]:

- Configuración monoeje 1 x 1 con embrague (generador entre las dos turbinas): entre las ventajas que presenta cabe destacar que requiere un alternador menos, que se consigue un mayor equilibrio de todo el conjunto con el embrague situado en el centro, que supone un menor coste de inversión con respecto al multieje, que se requiere menor espacio que la configuración multieje y que el embrague permite un sistema de arranque más sencillo, pudiendo independizar el rodaje de la turbina de gas del de la de vapor. Sin embargo, entre sus inconvenientes encontramos su menor flexibilidad que la configuración multieje, la mayor dificultad de revisión del generador y que no es posible la puesta en marcha y montaje en fases como en la configuración multieje.

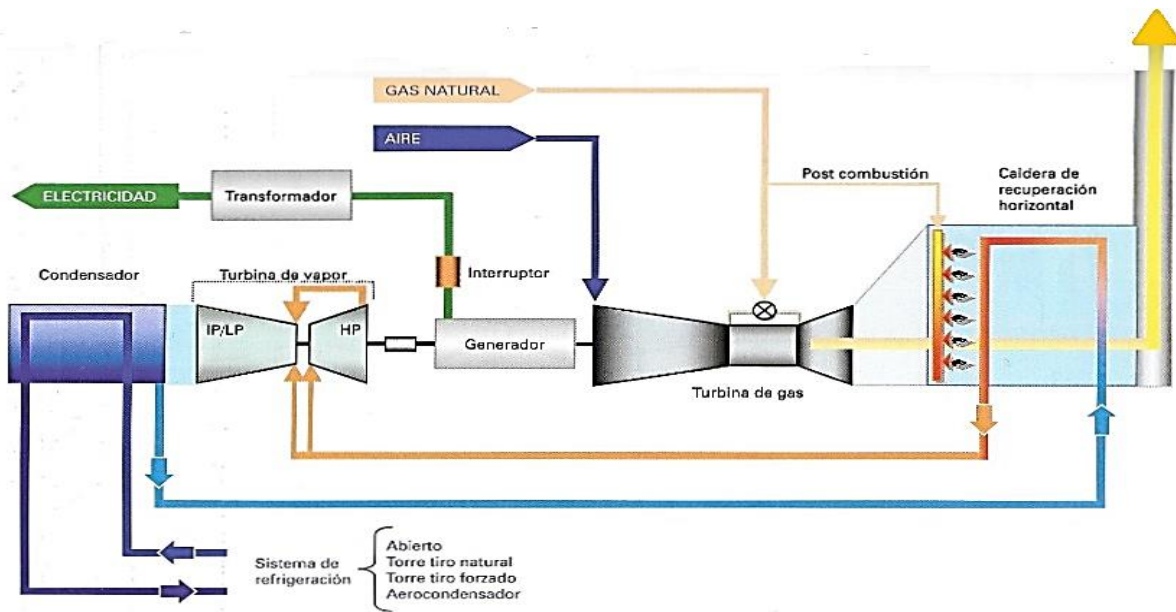


Figura 9.26: Esquema Ciclo Combinado mono-eje 1x1 con generador entre la turbina de gas y de vapor (con embrague) [20]

- Configuración mono-eje 1 x 1 sin embrague (generador en un extremo del eje): las ventajas e inconvenientes con respecto a la configuración multieje descritas para la configuración con embrague serán similares. Con respecto a la configuración con embrague, el hecho de disponer del generador en un extremo facilita su revisión e inspección. Sin embargo, requiere mayor inversión y una caldera auxiliar en los arranques. Este será el tipo de configuración del caso de estudio.

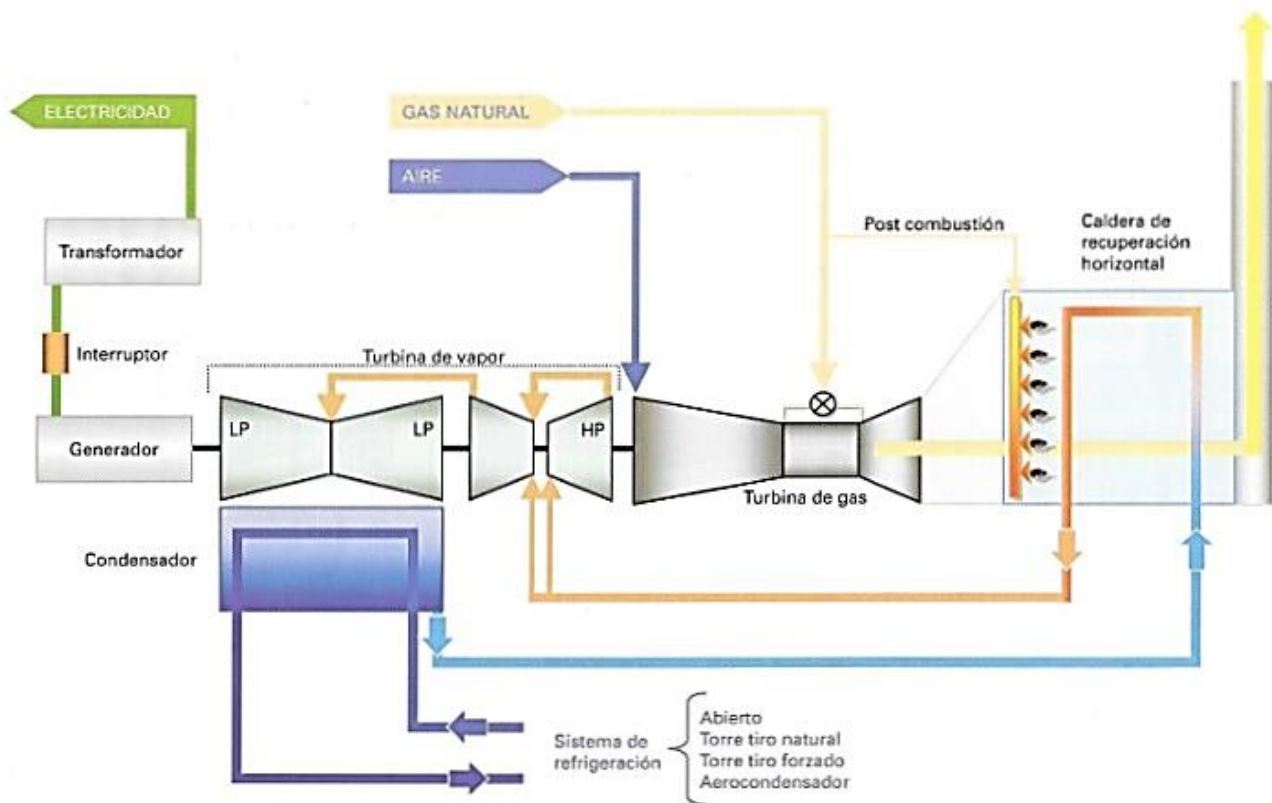


Figura 9.27: Esquema Ciclo Combinado monoeje 1x1 con generador en el extremo del eje (sin embrague) [20]

- Configuración multieje 1 x 1: entre las ventajas que presenta cabe destacar que puede funcionar solo con la turbina de gas, derivando los gases a la atmósfera si es necesario, que al disponer de dos alternadores puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones y que ofrece un fácil mantenimiento. Entre los inconvenientes existentes destacan una mayor inversión y una mayor necesidad de espacio principalmente.

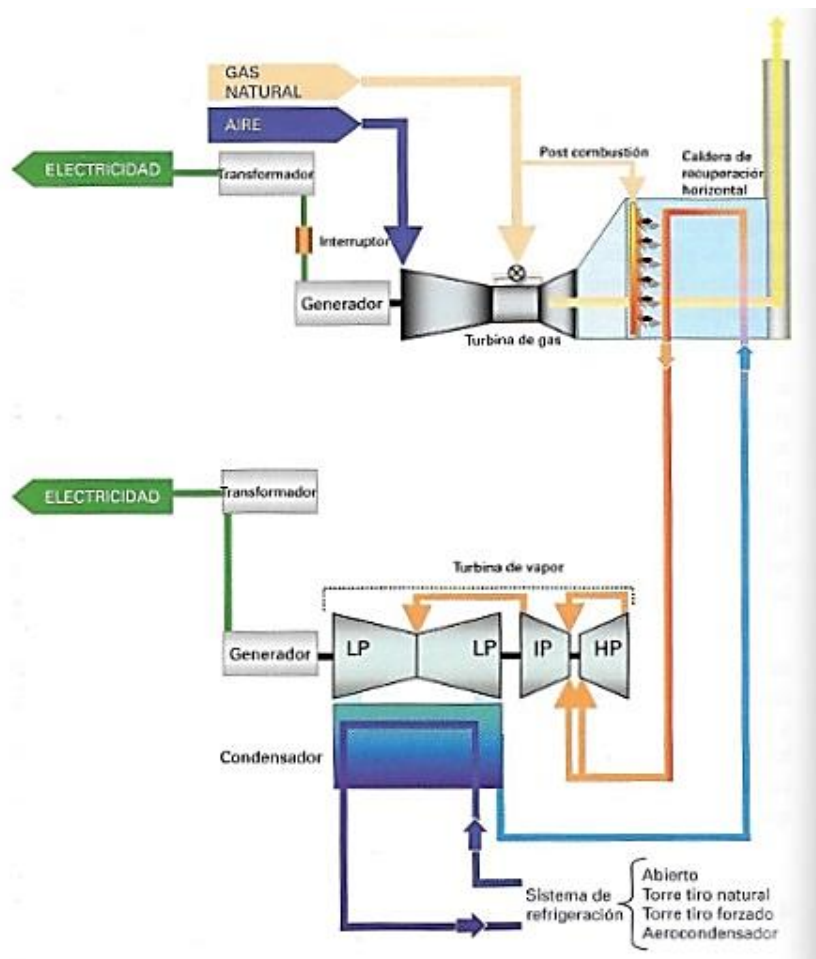


Figura 9.28: Esquema ciclo combinado multietapa 1x1 [20]

ANEXO 9.4 Tecnologías alternativas de concentración solar

9.4.1 Concentradores cilindro-parabólicos (CCP)

El captador cilindro-parabólico (CCP) debe su nombre a uno de sus componentes principales: la superficie reflectante cilindro-parabólica que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbente colocado en la línea focal de la parábola. Dicha radiación concentrada sobre el tubo absorbente hace que el fluido que circula por su interior se caliente, transformando de esta forma la radiación solar en energía térmica, en forma de calor sensible o latente del fluido. El fluido calentado es posteriormente enviado a un intercambiador de calor donde se produce el vapor sobrecalentado requerido para accionar un turbo-alternador, generándose de este modo energía eléctrica mediante un ciclo Rankine [1].



Figura 9.29: Hileras de concentradores cilindro parabólicos de una central termosolar [76]

Los valores usuales del flujo de radiación sobre el tubo absorbente de un CCP están entre 40 y 60 kW/m^2 , pudiendo operar eficientemente hasta temperaturas del orden de 450°C . Como cualquier otro captador de concentración, los CCP solo pueden aprovechar la radiación solar directa, lo que exige que el colector vaya modificando su posición durante el día. Este movimiento se consigue mediante el giro alrededor de un eje paralelo a su línea focal [1].

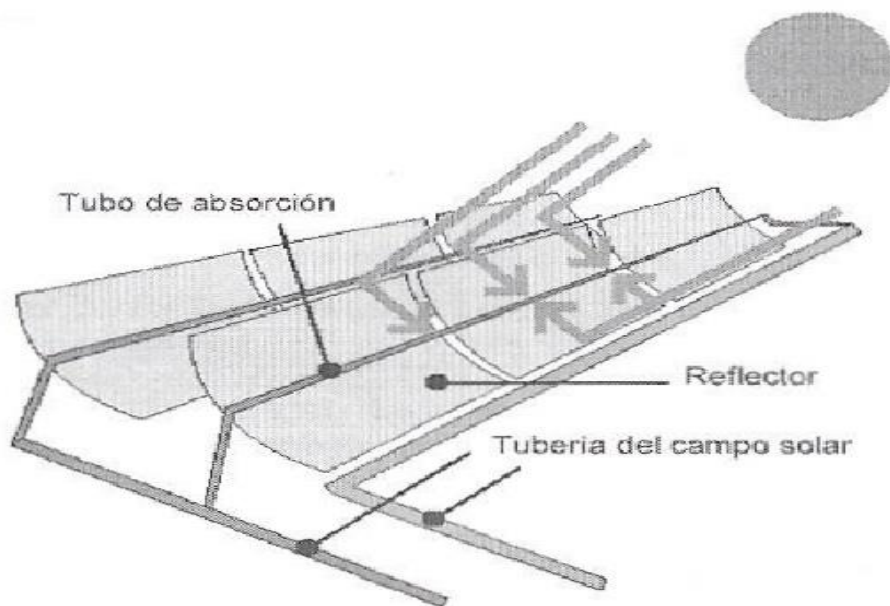


Figura 9.30: Concentrador cilindro-parabólico (CCP) [1]

Los componentes básicos que caracterizan este tipo de tecnología son:

- **Cimentación y estructura metálica:** es la parte encargada de fijar al suelo los colectores de forma que soporte las cargas para las que se diseña. Entre ellas cabe destacar la importante de la carga de viento. Para la cimentación se utiliza hormigón armado y, en función del terreno,

pueden llegar a utilizarse pilotes para poder anclar convenientemente la estructura metálica al terreno sin peligro de vuelco ni deslizamientos.

- Reflector cilindro parabólico: su función es reflejar la radiación solar concentrándola en el foco de la parábola. Se fabrican en diferentes materiales y formas dependiendo de su aplicación. Los principales materiales reflectantes son la plata o el aluminio, depositados en una fina capa sobre un soporte que aporta rigidez al conjunto, o también chapas pulidas. También existe la posibilidad de utilizar un material que cumpla a la vez las funciones de material soporte y de medio reflexivo, como el aluminio pulido, si bien tiene la desventaja de que el aluminio pierde su reflectividad cuando se usa en aplicaciones a la intemperie, como en este caso. Por ello, lo que más se utiliza actualmente como capa soporte es el vidrio con una capa en su interior de plata protegida por una película de cobre, entre otras.
- El tubo absorbedor es el sistema de transferencia de calor al fluido de trabajo, convirtiendo la radiación solar en energía térmica que se aporta al fluido de trabajo. Se encuentra fijado al foco del reflector con ayuda de una estructura soporte, girando solidariamente con todo el colector para que siempre se mantenga en el punto óptimo de recepción. Está formado por dos tubos concéntricos, uno metálico en cuyo interior discurre el fluido de trabajo y otro de vidrio que rodea al anterior. El funcionamiento se basa en el paso de la radiación a través del tubo externo de vidrio incidiendo sobre el conducto interno que aumenta su temperatura. Posteriormente, por convección en el interior del tubo interno, se calienta el fluido de trabajo. El tubo metálico se suele pintar en función de la temperatura de operación para la que sea diseñado, con la finalidad de aumentar su absorptividad. Además, a veces se dispone de una cámara de aire entre ambos conductos para disminuir las pérdidas del tubo absorbedor. Asimismo, puesto que en un campo de CCP se usan tantas filas de colectores como sea necesario para poder alcanzar la potencia deseada, una parte crítica del conjunto de los tubos absorbedores es el sistema de unión entre ellos, lo cual se soluciona con la ayuda de uniones móviles o con tubos flexibles que pueden deformarse absorbiendo los movimientos de los colectores sin sufrir ningún perjuicio.
- El sistema de seguimiento solar es la parte encargada de mover el colector de forma que se aproveche la máxima radiación solar en cada momento. Normalmente las centrales CCP se mueven en un eje, es decir, el seguimiento se baja en el giro de éste alrededor de un eje que suele ser perpendicular a la dirección principal de la trayectoria solar, si bien se ha experimentado con aplicaciones de CCP con seguimiento solar en dos ejes. Sin embargo, esto no es habitual por el encarecimiento de los colectores y del sistema de unión de los tubos absorbedores que ello supone. De esta manera, el movimiento del colector está gobernado por un motor, que puede ser eléctrico con reductoras o hidráulico, dependiendo de las dimensiones del colector. Por otra parte, el sistema encargado de gobernar el mecanismo de accionamiento, es decir, de comprobar dónde está el Sol en cada momento y transmitir las señales correspondientes al motor, suele ser de un conjunto de sensores de orientación por medio de células fotosensibles o sensores solares de banda de sombra. Otra forma que está reemplazando el sistema de sensores tradicional es un sistema de algoritmos matemáticos que calculan la posición del Sol.
- El tipo de fluido que se utiliza en los CCP, conocido como HTF (*Heat Transfer Fluid*), depende de la temperatura a la que se desee calentar. Si las temperaturas que se desean son moderadas se puede utilizar agua desmineralizada o etilenglicol como fluidos de trabajo ($T < 200^\circ$). Por el contrario, para aquellas aplicaciones que requieren mayores temperaturas ($200^\circ \text{C} < T < 450^\circ \text{C}$) se utilizan aceites sintéticos

De todas las tecnologías mencionadas de central térmica solar, las plantas con colectores cilindro-parabólicos son las que cuentan actualmente con una mayor experiencia comercial. Actualmente son las que presentan un menor coste para generar electricidad o producir vapor sobrecalentado a alta presión. Su tecnología está totalmente disponible en la actualidad, aunque no resulta competitiva en la mayor parte de los mercados energéticos actuales si no disponen de algún tipo de incentivo fiscal o ayuda económica externa que tenga en cuenta sus buenas cualidades desde el punto de vista medioambiental y para la consecución de un desarrollo sostenible. Las nueve plantas SEGS (*Solar Electricity Generating Systems*) situadas en California y construidas en la década de los 80, las cuales están aún en operación, con sus más de 2,5 millones de metros cuadrados de CCP instalados, fueron las primeras centrales cilindro parabólicas del mundo, y dan una idea de la madurez de este tipo de tecnología [1].

En la Tabla 9.1 se puede ver un resumen de éstas plantas:

Planta	Potencia (MWe)	Año de comienzo de operación
SEGS-I	14	1984
SEGS-II	30	1985
SEGS-III	30	1986
SEGS-IV	30	1986
SEGS-V	30	1987
SEGS-VI	30	1988
SEGS-VII	30	1988
SEGS-VIII	80	1989
SEGS-IX	80	1990

Tabla 9.1: Centrales térmicas solares con sistema CCP (SEGS) [1]

Por tanto, el escaso riesgo, desde el punto de vista tecnológico, que conlleva la instalación de plantas de este tipo es la causa de que existan en la actualidad varias empresas promoviendo la instalación de plantas termosolares de tipo concentrador cilindro-parabólico en un buen número de países con gran nivel de insolación. Este tipo de centrales resultan interesantes para la generación de electricidad mediante un ciclo Rankine. Además, la integración con un ciclo combinado, lo cual se conoce bajo las siglas ISCC (Integrated Solar Combined Cycle) tal y como se ha mencionado en el apartado 4, ofrece una oportunidad importante para reducir los costes de la electricidad generada con CCP, aunque la fracción solar queda reducida a un valor en torno al 15% [1].

9.4.2 Sistemas Disco-Stirling

Estos sistemas utilizan unos espejos en forma de disco parabólico para concentrar la radiación en el foco de la parábola. En ese punto se sitúa un receptor que calienta un fluido, que a su vez alimenta y mueve un motor de ciclo Stirling. Las centrales basadas en discos concentrados parabólicos están compuestas por unidades productoras independientes de entre 5 y 25 kW eléctricos de potencia unitaria. Debido a la curvatura parabólica del concentrador y a la baja relación distancia focal-diámetro ($f/d = 0,6$), se pueden conseguir altas relaciones de concentración, por encima de 3000. Esto permite alcanzar muy altas temperaturas de operación, entre 650 y 800 ° C, dando lugar a eficiencias superiores incluso al 40 % en el motor Stirling. Al ser unidades independientes no interconectadas con tuberías, las unidades tienen una libertad total de movimiento, pudiendo orientarse perfectamente en la dirección perpendicular a la radiación solar mediante un sistema de orientación de ejes [28].



Figura 9.31: Sistema Disco-Stirling [77]

Los principales elementos de este tipo de tecnología son [28]:

- **Concentrador:** sus dimensiones dependen de la potencia de diseño, existiendo diversas soluciones, como los concentradores formados por facetas, que aproximan de manera discreta la forma del paraboloide de revolución, o los que se basan en membranas tensionadas de metal que se forman con espejos de vidrio o metales pulidos. Los diámetros típicos de los concentradores oscilan entre los 7 y los 17 metros.
- **Receptor:** es el encargado de transmitir la energía producida por la radiación solar al fluido en forma de energía térmica, que a su vez se transmite al sistema de generación. Habitualmente se usan los denominados receptores de cavidad.
- **Sistema de generación de energía:** es el encargado de convertir la energía térmica del fluido en electricidad y normalmente se trata de un motor de ciclo Stirling, aunque se están empezando a utilizar ciclos Brayton gracias al desarrollo de pequeñas turbinas de gas.

La tecnología de los sistemas disco-motor es la más antigua de las tecnologías solares y se remonta a 1800, cuando varias empresas demostraron la posibilidad de desarrollar sistemas solares basados en los ciclos de Rankine y Stirling. La tecnología moderna fue desarrollada entre las décadas de 1970 y principios de 1980 por varias compañías americanas ligadas al sector aeroespacial, aunque se basaban en pesadas estructuras de alto coste. La evolución hacia la construcción de las actuales unidades autónomas que incluyen un motor de ciclo Stirling se ha producido en los últimos años y, aunque aún se considera una tecnología inmadura, es indudable que representa numerosas ventajas frente al resto de tecnologías termosolares, tales como su simplicidad y modularidad, la ausencia de fluidos circulantes, el alto grado de automatización posible y su altísimo rendimiento [28].

9.4.3 Plantas termosolares Fresnel

Las centrales eléctricas termosolares basadas en la tecnología Fresnel, al igual que las centrales CCP, concentran la radiación solar a lo largo de una línea. Estas centrales basan la generación eléctrica en la concentración de la radiación solar a lo largo de un tubo absorbedor situado a varios metros de altura, con una relación de concentración de aproximadamente 20:1 (la relación de concentración para las CCP se sitúa en 80:1). Estas centrales destacan por la sencillez de su construcción y por su bajo coste.

La diferencia con respecto a los CCP, por tanto, radica en que los reflectores se construyen con espejos de vidrio planos y, por ello, su materia prima es muy barata. Si bien la forma curvada de los CCP hace que sean un 15 % más eficiente que los espejos Fresnel, con el ahorro de costes en materiales, junto con la simplicidad del funcionamiento hacen que la reducción de coste sea muy superior a la reducción de rendimiento. Además, las diferentes líneas de espejos pueden colocarse muy cerca unas de otras, lo cual supone un porcentaje de aprovechamiento del terreno muy alto frente a la tecnología CCP.

Por tanto, las centrales basadas en esta tecnología consisten principalmente en un campo de espejos primario, un tubo absorbedor y un espejo secundario. El campo primario está compuesto por una serie de filas de espejos planos a un metro de altura sobre el terreno. Cada fila tiene unos 60 cm de ancho y se extiende en líneas rectas que miden entre 600 y 900 metros. Los rayos se reflejan en un tubo absorbedor, colgado a unos 8 metros por encima del nivel al que se encuentran los espejos reflectores, y que es el responsable de la transformación de la radiación en energía térmica. Por encima del tubo absorbedor hay un espejo secundario cilíndrico que concentra la luz solar que se ha desviado ligeramente de su trayectoria y que no había impactado inicialmente en el tubo absorbedor. Las filas de espejos se controlan con una serie de motores eléctricos que realizan el seguimiento del movimiento del Sol a lo largo del día en un solo eje. Este sistema de seguimiento es sencillo, ya que solo un motor se encarga de la orientación de todos los espejos, lo cual supone un ahorro adicional en costes de inversión [28].

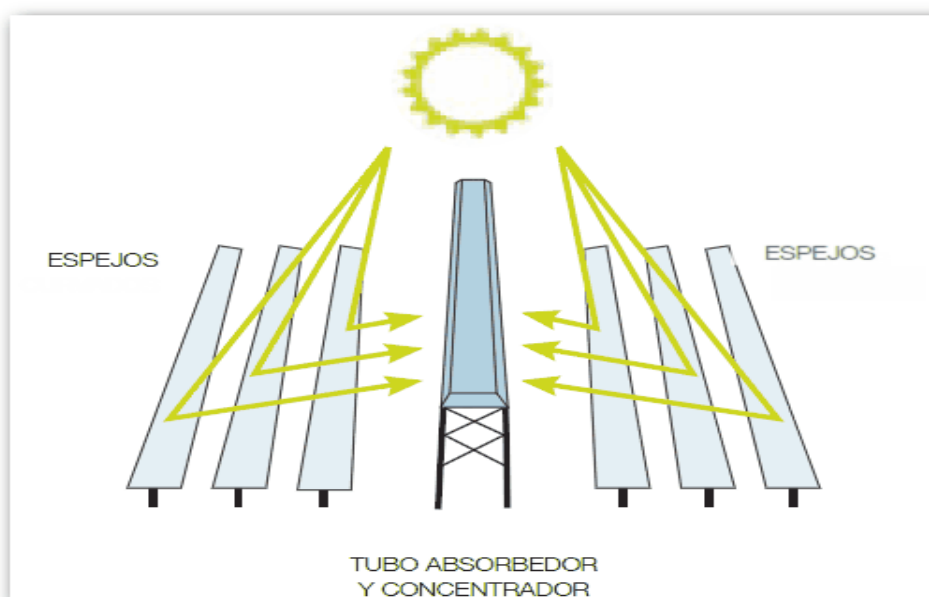


Figura 9.32: Concentrador lineal Fresnel [78]

9.4.4 Horno solar

Son sistemas basados en una doble concentración de la radiación solar, generalmente un campo de heliostatos y un disco. Su desarrollo está aún a nivel de investigación, destacando el horno solar de la PSA-CIEMAT (50 kW), PSI-Suizo (45 kW) y el DLR alemán (25 kW), y ya a mayor escala el que se encuentra en IMP-Odeillo, Francia, con 1000 kW de potencia y temperaturas máximas alcanzables de 3800°C.

Su campo de aplicación comprende principalmente ensayos de materiales, tanto en condiciones ambientales como en atmósfera controlada o vacío, y experimentos de química solar mediante sistemas receptores asociados a reactores químicos. Actualmente se está diversificando el campo de aplicación, y se estudia el desarrollo de diferentes reactores que permitan el aporte de calor a procesos industriales y de eliminación de residuos que requieran elevadas temperaturas, entre los que cabe destacar diferentes rutas de producción de hidrógeno, procesos de destoxificación de agua y aire, síntesis de metales y semiconductores, y de otros materiales, etcétera. Al mismo tiempo se están mejorando los sistemas de control de este tipo de sistemas de concentración solar para conseguir una mayor estabilidad de la temperatura y del flujo de radiación solar concentrada en el foco [1].



Figura 9.33: Horno solar en Odeillo, Francia [79]